



Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum integrierten  
Gas-Dampf-Prozess auf System- und Komponentenebene mit Fokus auf  
industrielle Kraft-Wärme-Kopplung

an der Fakultät Maschinenwesen der Technischen Universität Dresden  
zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)  
eingereichte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Thorsten Lutsch  
geb. am 17.09.1988 in Rosenheim

Technische Universität Dresden  
Institut für Energietechnik  
Lehrstuhl für Thermische Energiemaschinen und -anlagen

Tag der Einreichung: 05.11.2020

Tag der Verteidigung: 03.06.2021

Erstgutachter: Prof. Dr.-Ing. Uwe Gampe

Zweitgutachter: Prof. Dr. Björn Laumert

## Kurzfassung

Im industriellen Bereich erfolgt die Energiebereitstellung auf thermischer, wie elektrischer Seite zunehmend mittels hocheffizienter Kraft-Wärme-Kopplung (KWK). Konventionelle KWK-Anlagen ohne Dampfturbine (DT) verfügen technologiebedingt über eine relativ starre, lastabhängige Stromkennzahl. Damit kann eine wärme- und/oder stromseitige Volatilität schlecht kompensiert werden ohne die jeweils gekoppelte Größe zu beeinflussen. Der integrierte Gas-Dampf-Prozess (GiD-Prozess) zeichnet sich aufgrund der halboffenen Prozessgestaltung durch eine anlagentechnisch sehr einfache Bauweise und damit gegenüber einer klassischen Gas und Dampf-Prozess (GuD)-Anlage geringeren Investitions- und Wartungskosten aus. Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Analyse des lastabhängigen Betriebsverhaltens des integrierter Gas-Dampf-Prozess (GiD)-Prozesses unter Berücksichtigung der Teillastfähigkeit und erreichbarer Lastgradienten. Hierzu werden umfangreiche Versuchsfahrten des Versuchskraftwerks am Zentrum für Energietechnik (ZET) der TU Dresden dargelegt und analysiert. Die Versuche werden durch transiente Systemsimulationen auf Komponentenebene der Kraftwerksanlage nachvollzogen und Erkenntnisse zu dem Effekt der Lastgradienten auf heißgasbeaufschlagte Bauteile gewonnen. Stationäre Simulationen basierend auf Parametervariationen der verifizierten Modelle der Versuchsanlage ergänzen die theoretischen Betrachtungen. Der Effekt auf den Betriebsbereich durch Variation der Positionierung der Dampf injektoren im Bereich der Brennkammer und über den Heißgaspfad der Turbine wird betrachtet.

Ein weiterer Fokus liegt auf der Analyse der unikalen Rückkondensationseinrichtung am kalten Ende des Abhitzeessel (AHK) zur Qualifizierung des Kondensates für die Rückführung in den Speisewasserkreislauf des Dampfprozesses. Insbesondere die Reaktionen des Heiß- und Abgases mit dem injizierten Dampf und die damit einhergehende Bindung von Stickoxiden findet Beachtung. Die Betrachtung der Rückkondensation mündet in einer Wirtschaftlichkeitsabschätzung und einem Vergleich von GiD- und GuD-Anlage in KWK.

Die Betrachtung des GiD-Prozesses wird um theoretische Analysen zweier um Größenordnungen leistungstärkeren Maschinen mit Dampf injektion bereichert. Hierbei wird die Schnellschlussdynamik einer Mehrwellenmaschine bei Dampf injektion analysiert. Der Effekt auf die Power-Turbine bei Lastabwurf des Generators wird auf die Sensitivität bzgl. Gas- und Injektionsregelventil dargelegt und Schnellschlusszeiten genähert. Die zweite betrachtete Maschine ist Teil einer industriellen KWK-Anlage, welche im Zuge eines Modernisierungsprozesses eines mittelständischen Unternehmens, die Versorgung mit Strom und Wärme übernommen hat. Basierend auf Betriebsmessdaten wird der Effekt auf Effizienz und Betriebskosten des Unternehmens analysiert und weiteres Optimierungspotential dargelegt.

Abschließend werden zukünftige, emissionsfreie GiD-Anlagen in Kreislauffahrweise diskutiert und Konzepte aufgezeigt.

## Abstract

In the industrial sector, energy is increasingly provided on the thermal and electrical side by means of highly efficient combined heat and power (CHP). Conventional CHP plants without steam turbine have a relatively rigid, loaddependent power ratio due to the technology used. This makes it difficult to compensate for volatility on the heat and/or power side without influencing the coupled variable. The integrated gas-steam process (GiD process) is characterised by a very simple plant design due to the semi-open process design and thus lower investment and maintenance costs compared to a classical gas and steam plant. The present work deals with the analysis of the load-dependent operating behaviour of the GiD process under consideration of the partial load capability and attainable load gradients. For this purpose, extensive test runs of the experimental power plant at the ZET of the TU Dresden are presented and analysed. The tests are reproduced by transient system simulations at component level of the power plant and findings are gained on the effect of the load gradients on components exposed to hot gas. Stationary simulations based on parameter variations of the verified models of the test plant complement the theoretical considerations. The effect on the operating range by varying the positioning of the steam injectors in the area of the combustion chamber and over the hot gas path of the turbine is considered.

A further focus is the analysis of the unique recondensation device at the cold end of the heat recovery steam generator (HRSG) to qualify the condensate for the return into the feedwater circuit of the steam process. Particular attention is paid to the reactions of the hot gas and exhaust gas with the injected steam and the associated binding of nitrogen oxides. The consideration of the recondensation leads to an economic efficiency estimate and a comparison of GiD and gas and steam plant in CHP.

The consideration of the GiD process is enriched by theoretical analyses of two machines with steam injection which are orders of magnitude more powerful. Here, the quick-closing dynamics of a multi-shaft machine with steam injection is analyzed. The effect on the power turbine during load shedding of the generator is shown on the sensitivity with respect to the gas and injection control valve, and quick-closing times are approximated. The second machine under consideration is part of an industrial combined heat and power (CHP) plant, which has taken over the supply of electricity and heat in the course of a modernization process of a medium-sized company. Based on operating measurement data, the effect on efficiency and operating costs of the company is analysed and further optimisation potential is presented.

Finally, future, emission-free GiD plants in closed loop operation are discussed and concepts are presented.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b>	<b>II</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>VI</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>VIII</b>
<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>IX</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand von Wissenschaft und Technik</b>	<b>4</b>
2.1 KWK-Anlagenarchitekturen und Bewertungsgrößen . . . . .	4
2.2 Industrielle Kraft-Wärme-Kopplung - Anforderungen und Technologie . . . . .	7
2.3 Gegenüberstellung von Gasturbine und Gasmotor in Kraft-Wärme-Kopplung . . . . .	8
2.4 Herausforderungen an die Kraft-Wärme-Kopplung durch Politik und Gesellschaft . . . . .	11
2.5 Neue Prozesse und Weiterentwicklung klassischer Prozessarchitekturen . . . . .	12
2.6 Vergleich von KWK-Konzepten mit Gasturbinen . . . . .	14
2.7 Industriell angewandte GiD-Anlagen . . . . .	16
<b>3 Zielstellung und Methodik</b>	<b>19</b>
3.1 Zielstellung . . . . .	19
3.2 Methodik . . . . .	20
<b>4 Experimentelle Untersuchungen zum GiD-Prozess mit Wasserrückgewinnung</b>	<b>21</b>
4.1 Charakteristik des GiD-Prozesses . . . . .	21
4.2 Prozessarchitektur und -steuerung . . . . .	23
4.2.1 Steuerung . . . . .	23
4.2.2 Sicherheitsaspekte . . . . .	25
4.3 Versuchskraftwerk am Zentrum für Energietechnik der TU Dresden . . . . .	25
4.3.1 Gasturbinenparameter . . . . .	26
4.3.2 Kesselparameter . . . . .	27
4.3.3 Wasseraufbereitung . . . . .	29
4.3.4 Anforderungen an Qualität des Deionats . . . . .	30
4.3.5 Datenerfassung . . . . .	32
4.3.6 Sicherheitsinfrastruktur am ZET . . . . .	32
4.4 Verbesserung der Prozessbilanzierung durch erweiterte Instrumentierung . . . . .	32
4.4.1 Instrumentierung der Gasturbinenanlage . . . . .	33



4.4.2	Bilanzierung des AHK und der Abnehmer . . . . .	36
4.4.3	Erweiterte Bilanzierung des Kesselbetriebes . . . . .	44
4.5	Weiterentwicklung der Prozessregelung . . . . .	51
4.5.1	Dampfinkjektionsregelung in die Gasturbinenanlage (GTA) . . . . .	51
4.5.2	Speisewasserbehälter als Regelungsorgan . . . . .	53
4.6	Bilanzielle Versuchsfahrten am Zentrum für Energietechnik . . . . .	55
4.6.1	Dampfinkjektion zur Effizienzsteigerung . . . . .	55
4.6.2	Kondensation des Prozesswassers aus dem Rauchgas . . . . .	56
4.6.3	Emissionen bei Teillast und im Injektionsbetrieb . . . . .	59
4.6.4	Betriebserfahrungen . . . . .	61
<b>5</b>	<b>Prozesssimulation und Versuchsauswertung</b>	<b>62</b>
5.1	Stationäre Prozesssimulation . . . . .	62
5.2	Dynamische Simulation . . . . .	63
5.2.1	Überblick zu transienter Prozesssimulation . . . . .	63
5.2.2	Gasturbinenmodellierung . . . . .	64
5.2.3	Modellierung der Wasser-/Dampfseite . . . . .	69
5.3	Vergleich der Versuchsfahrten mit der transienten Prozesssimulation . . . . .	71
5.3.1	Vergleich der Messwerte der ZET-Anlage mit Ergebnissen aus der transienten, eindimensionalen Anlagensimulation . . . . .	71
5.3.2	Gegenüberstellung der Ergebnisse einer zeitaufgelösten Mittelschnittrechnung (MSR) mit Messwerten und dem eindimensionalen Modell . . . . .	74
5.3.3	Regelungsverhalten . . . . .	75
5.3.4	Darstellung nicht messbarer Größen . . . . .	76
5.4	Lebensdauerabschätzung bei volatiler Dampfinkjektion . . . . .	77
5.4.1	Vereinfachtes Strömungsmodell der umströmten Schaufel . . . . .	77
5.4.2	Thermisch transiente Simulation mit Kopplung zur Strukturmechanik . . . . .	80
5.4.3	Stationäre, strukturmechanische Berechnung der Biegebeanspruchung der ersten Laufschaufelreihe . . . . .	83
5.4.4	Auswertung der strukturmechanischen Berechnungen . . . . .	86
5.4.5	Schlussfolgerung für den Betrieb mit variabler Dampfinkjektion . . . . .	87
5.4.6	Diskussion der equivalent operating hours (EOH)-Methode für Maschinen im GiD-Prozess . . . . .	88
5.5	Wasserrückgewinnung . . . . .	90
5.5.1	Alternative Wiederaufbereitung des Rückkondensates . . . . .	91
5.5.2	Alternative Verfahren zur Rückkondensation . . . . .	93
5.6	Untersuchungen zum Drehzahlverhalten mehrwelliger Gasturbinenanlagen mit Dampfinkjektion . . . . .	93
5.6.1	Randbedingungen . . . . .	94
5.6.2	Mechanisches Rotormodell . . . . .	97
5.6.3	Nachrechnung eines bekannten Maschinentrips . . . . .	100
5.6.4	Parametervariation der Schließzeiten . . . . .	101

5.7	Parametervariation der Dampfinjektionsplatzierung im Heißgaspfad einer GTA . .	103
5.7.1	Positionierung vor/hinter der Brennkammer . . . . .	103
5.7.2	Platzierung vor der Power-Turbine . . . . .	105
5.8	Vorteile des GiD-Prozesses gegenüber technologischer Alternativen . . . . .	105
5.8.1	Betriebsbereich . . . . .	105
5.8.2	Kostenvergleich . . . . .	110
<b>6</b>	<b>Anwendung des integrierten Gas-Dampf-Prozesses in einer verfahrenstechnischen Anlage</b>	<b>116</b>
6.1	Projekt EHROD . . . . .	116
6.2	Effizienzsteigerung des Prozesses . . . . .	119
6.3	Ökologischer Nutzen . . . . .	120
6.3.1	Primärenergieeinsparung nach FW308 . . . . .	120
6.3.2	Emissionsbetrachtung . . . . .	121
6.3.3	Primärenergieeinsparung und CO <sub>2</sub> -Reduktion im Vergleich zu getrennter Erzeugung von Strom/Wärme mittels Energiemix/Erdgas . . . . .	122
6.3.4	CO <sub>2</sub> -Einsparung bei Betrieb der KWK-Anlage . . . . .	123
6.4	Ökonomischer Nutzen . . . . .	123
6.5	Optimierungspotential . . . . .	126
6.6	Empfehlungen zu effizienten Fördermechanismen . . . . .	126
<b>7</b>	<b>Überlegungen zur Weiterentwicklung des GiD-Prozesses</b>	<b>128</b>
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>132</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>135</b>
A.1	Quellcode . . . . .	135
A.2	Tabellen . . . . .	137
A.3	Abbildungen . . . . .	140
A.4	Datenblätter . . . . .	151
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>152</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>167</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>169</b>
	<b>Eidesstattliche Erklärung</b>	<b>170</b>

## Abkürzungsverzeichnis

<b>AGMD</b>	Air-Gap-Membrandestillation
<b>AHK</b>	Abhitzeessel
<b>AKM</b>	Absorptionskältemaschine
<b>BHKW</b>	Blockheizkraftwerk
<b>BImSchG</b>	Bundes-Immissionsschutzgesetz
<b>BK</b>	Brennkammer
<b>BMWi</b>	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
<b>BRD</b>	Bundesrepublik Deutschland
<b>CAD</b>	Rechnergestütztes Konstruieren ( <i>computer-aided design</i> )
<b>CFD</b>	computational fluid dynamics
<b>CHP</b>	combined heat and power
<b>CO</b>	Kohlenstoffmonoxid
<b>DOC</b>	gelöster organischer Kohlenstoff ( <i>dissolved organic carbon</i> )
<b>DRIASI</b>	Dual recuperated intercooled aftercooled steam injected cycle
<b>DT</b>	Dampfturbine
<b>DWD</b>	deutscher Wetterdienst
<b>EBS</b>	Ersatzbrennstoff
<b>ECO</b>	Economizer
<b>EEG</b>	Erneuerbare-Energien-Gesetz
<b>EHROD</b>	Energieeffizienz im Heatset-Rollenoffsetdruck
<b>EOH</b>	equivalent operating hours
<b>FEM</b>	Finite-Elemente-Methode
<b>FD</b>	Frischdampf
<b>FW</b>	Fernwärme
<b>GiD</b>	integrierter Gas-Dampf-Prozess
<b>GT</b>	Gasturbine
<b>GTA</b>	Gasturbinenanlage
<b>GuD</b>	Gas und Dampf-Prozess
<b>HD</b>	Heißdampf
<b>HeiKo</b>	Heizkondensator
<b>HEL</b>	Heizöl, extra leicht
<b>HP</b>	High pressure
<b>IBN</b>	Inbetriebnahme
<b>IGV</b>	inlet guide vanes
<b>ISTIG</b>	intercooled Steam-Injected-Gas-Turbine

<b>KKM</b>	Kompressionskältemaschine
<b>KWK</b>	Kraft-Wärme-Kopplung
<b>KWKG</b>	Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz
<b>LP</b>	Low pressure
<b>MD</b>	Mitteldruck
<b>MOR</b>	Mineralölrückgewinnung
<b>MSR</b>	Mittelschnittrechnung
<b>OPt</b>	Obere Prozesstemperatur
<b>P</b>	Power
<b>PEE</b>	Primärenergieeinsparung
<b>PEM</b>	Proton Exchange Membran
<b>PLS</b>	Prozessleitsystem
<b>PTG</b>	Power-to-Gas
<b>RTO</b>	Regenerative Thermische Oxidation
<b>SCADA</b>	Supervisory Control and Data Acquisition
<b>SD</b>	Sattdampf
<b>SOFC</b>	Solid Oxide Fuel Cell
<b>SPS</b>	Speicherprogrammierbare Steuerung
<b>SSV</b>	Schnellschlussventil
<b>STIG</b>	Steam-Injected-Gas-Turbine
<b>TDS</b>	Total dissolved solids
<b>TIT</b>	Turbineneintrittstemperatur
<b>UBA</b>	Umweltbundesamt
<b>UeH</b>	Ueberhitzer
<b>VSV</b>	variable stator vanes
<b>WÜ</b>	Wärmeübertrager
<b>ZET</b>	Zentrum für Energietechnik
<b>ZF</b>	Zusatzfeuer



## Lateinische Buchstaben

Symbol	Beschreibung	Einheit
A	Fläche	m <sup>2</sup>
Bi	Biot-Zahl	-
c	Meridiangeschwindigkeit	m/s
w	Axialgeschwindigkeit	m/s
c <sub>p</sub>	Wärmekapazität	kJ/(kg K)
F	Kraft	N
F	Faktor	-
G	Massestromdichte	-
G(s)	Übertragungsfunktion	-
h	Enthalpie	kJ/kg
I	Zeitintervall	s
K	Kosten	€
K <sub>p</sub>	Übertragungskonstante	-
K	Wichtungsfaktor	-
l	Charakteristische Länge	m
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
$\vec{M}$	Drehmoment	N m
M	Wichtungsfaktor	-
N	Drehzahl	min <sup>-1</sup>
N	Anzahl	-
n	Polytrophenexponent	-
Nu	Nußelt-Zahl	-
$\vec{\omega}$	Drehzahl	s <sup>-1</sup>
$\dot{\varphi}$	Drehzahl	s <sup>-1</sup>
Pr	Prandtl-Zahl	-
p	Druck	Pa, bar
Q	Wärmemenge	kW h   kJ
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
Re	Reynolds-Zahl	-
s	Charakteristische Länge	m
St	Stanton-Zahl	-
S	Dampfinjektionsfaktor	-
t	Zeit	s

Symbol	Beschreibung	Einheit
T	Absolute Temperatur	K
TI	Zeitkonstante	-
u	Windgeschwindigkeit	m/s
V	Volumen	m <sup>3</sup>
$\dot{V}$	Volumenstrom	m <sup>3</sup> /h
W	Geschwindigkeitsverteilung der räumlichen Diskretisierung	-
w	spezifische Arbeit	kJ/kg

## Griechische Buchstaben

Symbol	Beschreibung	Einheit
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	W K/m <sup>2</sup>
$\alpha$	Wärmeausdehnungskoeffizient	10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>
$\Delta$	Differenz	-
$\eta$	Wirkungsgrad	-
$\eta_0$	Wirkungsgrad im Auslegungspunkt	-
$\kappa$	Isentropenexponent	-
$\lambda_k$	Wärmeleitfähigkeit	W/(m K)
$\varphi_l$	relative Luftfeuchtigkeit	%
$\omega$	absolute Luftfeuchtigkeit	kg/kg
$\pi$	Verdichtungsverhältnis	-
$\nu$	Poissonzahl	-
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Stromkennzahl	-
$\vartheta$	Temperatur	°C
$\zeta$	örtliche Diskretisierung	-



## Indizes

Symbol	Beschreibung
0	Anfangsbedingung
abs	absolut
ax	Axial
D	Dampf
fix	fixiert
l	flüssig
s	isentrop
K	Kondensat
korr	korrigiert
a	Abschreibung
r	relativ
T	Turbine
V	Verdichter
lam	laminar
m	Mittelwert
max	maximaler Wert
min	minimaler Wert
mix	Mischung
n	nominell
nom	nominell
el	elektrisch
G	Grenze
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
th	thermisch
pri	Primärseite
real	realer Wert
rel	relativ
res	resultierend
RL	Rücklauf
rueck	Rückkondensat
sek	Sekundärseite
SpW	Speisewasser
S	Schaufel
TLA	Turbinenlaufschaufel

<b>Symbol</b>	<b>Beschreibung</b>
TLE	Turbinenleitschaufel
turb	turbulent
$\omega$	Austritt, Turbine
$\alpha$	Eintritt, Turbine
TI	Eintritt, Turbine
U	Umgebung
u	Umfang
UO	Umkehrosmose
VL	Vorlauf
1	Eintritt
2	Austritt
i	Stufe

# 1 Einleitung

Mit der Erfindung der Dampfmaschine durch Thomas Newcomen 1712 begann ein neues Zeitalter [1]. Muskelkraft und mechanische Energiequellen wie Wasserräder konnten durch dampfgetriebene Arbeitsmaschinen ersetzt werden. Mittels der Entdeckung des dynamoelektrischen Prinzips durch Werner von Siemens um 1866 [2] konnte das Prinzip der Energiebereitstellung von der rein mechanischen auf die elektrische Seite verlagert werden.

Durch Nutzung der thermischen Energie aus der Abwärme der ersten Kraftwerke, beispielsweise dem *staatlichen Fernheiz- und Elektrizitätswerk* nahe der Semperoper in Dresden [3] [4], wurden die ersten KWK-Anlagen um 1900 in Betrieb genommen. Das Werk diente zur Substitution 80 einzelner Feuerstellen in der Dresdner Innenstadt und versorgte 18 umliegende Gebäude mit Elektroenergie [4].

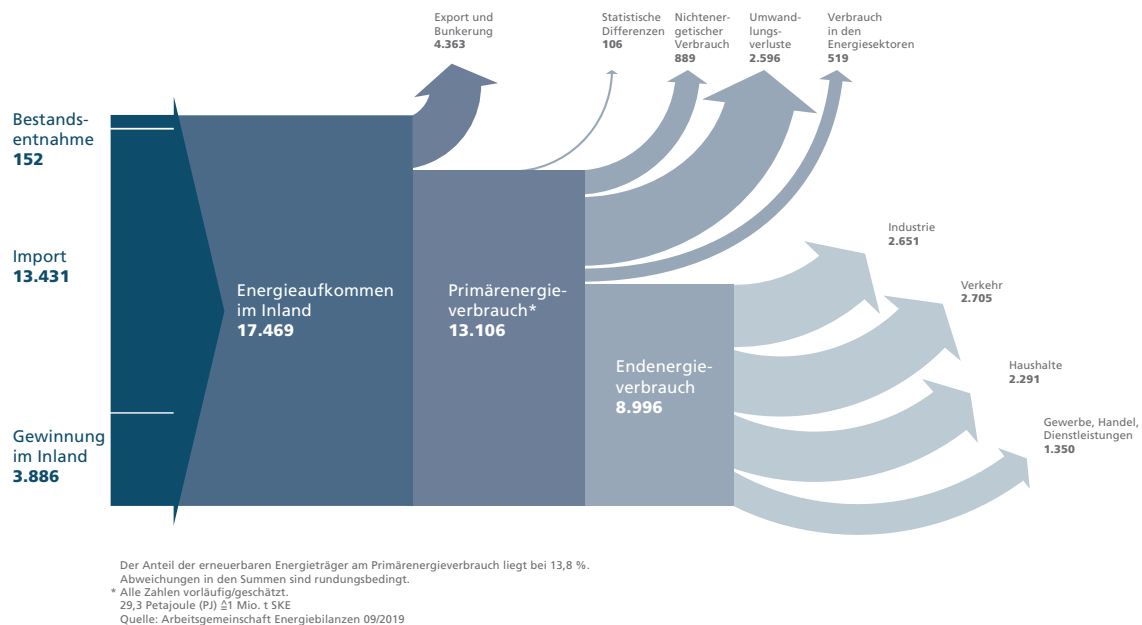
Bereits 1940 wurde das erste industrielle Gasturbinenkraftwerk in Neuchatel (CH) in kommerziellen Betrieb genommen. Es basierte auf einer Einwellenmaschine mit einer einzelnen, externen und liegenden Silobrennkammer. Die Abnahme wurde seinerzeit von Aurel Stodola persönlich überwacht [5] [6]. Die Maschine lieferte 4 MW bei einem Wirkungsgrad von 17,4 % im offenen Prozess. Erst 63 Jahre später, im August 2002, wurde sie wegen eines Generatorschadens stillgelegt. *BBC Brown Boveri* baute bis in den 1970er Jahren diese Maschinen in Lizenz in den USA [5].

Etwa 28 % des deutschen Primärenergieverbrauches des Jahres 2018 fiel auf die Industrie, vgl. Abb. 1.1. Damit besitzt der industrielle Sektor, neben dem Verkehr, der etwa denselben Anteil des Primärenergieverbrauches inne hat, ein hohes Optimierungspotential seitens Energieeinsparung und Emissionsreduktion.

Durch die Energiewende und der Suche nach regenerativen Prozessen, respektive hocheffizienten Erzeugungsstrategien mit niedrigen oder ohne Emissionen von klimaschädlichen Abgasen, werden neue Möglichkeiten greifbar, die Energiebereitstellung neu zu justieren. Aus einer Energiewirtschaft, welche auf klassischen, fossilen Feuerungsanlagen basiert, soll der Wandel zu einer flexiblen, und hauptsächlich durch erneuerbare Energiequellen gedeckte Versorgung vollzogen werden. Gaskraftwerke können als kurz- und mittelfristige Lösung für den Übergang dienen. Langfristig besitzen diese, oder Abwandlungen derer, das Potential als Kraftmaschinen weiterhin zur Bereitstellung elektrischer, wie thermischer Energie zu dienen, dann jedoch mit Feuerung basierend auf Wasserstoff oder synthetischen Brennstoffen.

In industriellen Prozessen und mittelständischen Unternehmen mit nennenswerten thermischen und elektrischen Energieaufwendungen ist die Nutzung von Dampfturbinen oder gasbetriebener

## Energieflussbild 2018\* für die Bundesrepublik Deutschland in Petajoule (PJ)



**Abbildung 1.1:** Energieflussbild der Bundesrepublik Deutschland (BRD) für das Jahr 2018 [7]

KWK-Anlagen üblich [8]. Durch Modifikationen derer können erhöhte Flexibilität und Steigerungen im Brennstoffausnutzungsgrad erreicht werden. Der GiD-Prozess ist eine Möglichkeit hierfür. Gerade durch die Erfahrungen mit dem Abgas-Wasser-Gemisch in Kessel und Rückkondensation des GiD-Prozess kann dieser als Datengrundlage für zukünftige Maschinen mit reiner Wasserstoffverbrennung dienen.

Erhöhte Effizienz resultiert langfristig in erhöhter Wirtschaftlichkeit, gerade mit Hinblick auf die Kostenentwicklung durch den Brennstoff. Durch Steigerung des Brennstoffausnutzungsgrades sinken die spezifischen Erzeugungskosten. Die marktwirtschaftlichen Spezifika der verschiedenen Brennstoffe spielen hierbei eine bedeutende Rolle. So liegt der spezifische Brennstoffpreis von Erdgas erheblich über dem von Kohle. Die resultierenden Stromgestehungskosten unter Berücksichtigung von CO<sub>2</sub>-Zertifikaten für GuD-Anlagen lagen 2018 im Bereich von 7,9..10 ct/kWh, während Braunkohleanlagen deutlich niedriger bei 4,5..8 ct/kWh wirtschaften. Steinkohleanlagen siedeln sich bei 6,2..9,8 ct/kWh an [9]. Anhand der Daten wird deutlich, dass sich eine GuD-Anlage gegenüber einem konventionellen Kohlekraftwerk marktwirtschaftlich kaum durchsetzen kann.

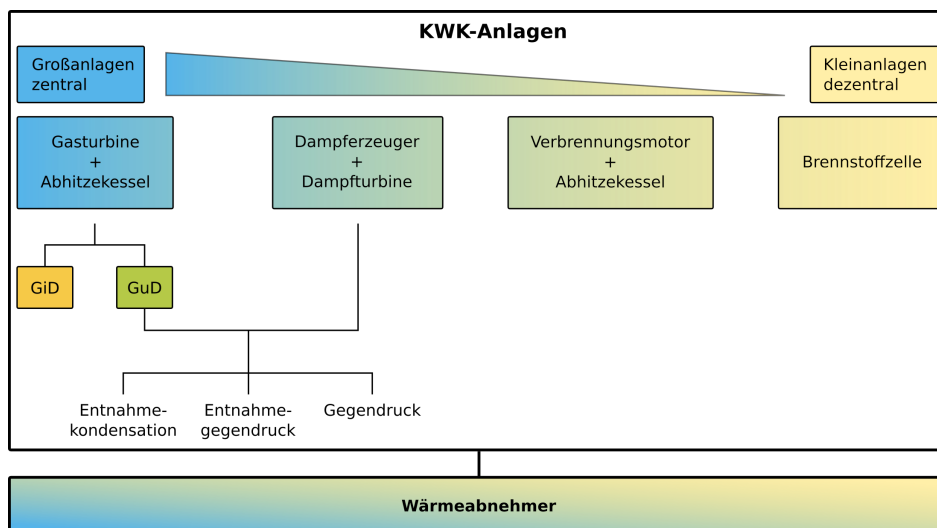
Bei Setzung des Bilanzkreises um einen industriellen Prozess hingegen, ist mit Netzentgelten und Umlagen auf bezogenen Strom zu kalkulieren und die benötigte Wärme in Einzelfeuerungsstätten

bereitzustellen. Dadurch ist der Betrieb einer GuD-Anlage in KWK für diesen Sektor fallweise zu prüfen. Häufig besteht dadurch die Option, Betriebskosten zu senken und Emissionen im Bilanzkreis zu reduzieren.

## 2 Stand von Wissenschaft und Technik

### 2.1 KWK-Anlagenarchitekturen und Bewertungsgrößen

Per Definition ist eine KWK-Anlage zur gleichzeitigen Erzeugung von Elektroenergie und Wärme vorgesehen. Die Anlagengröße ist hierbei nachrangig. Mit abnehmender Größe ist eine zunehmende Dezentralität erreichbar, vgl. Abb. 2.1. So können beispielsweise Verbrennungsmotoren oder Brennstoffzellen als Mikro-Blockheizkraftwerk (BHKW) im häuslichen Gebrauch oder auf Quartiersebene dienen. Anlagen basierend auf einem Dampferzeuger (bspw. Steinkohleanlagen, Braunkohleblöcke, Ersatzbrennstoff (EBS)-Kraftwerke) oder basierend auf einer Gasturbine (GT) mit AHK dienen primär der zentralisierten Energiewandlung.



**Abbildung 2.1:** Einteilung der KWK-Anlagen abhängig von Anlagengröße und Dezentralisierbarkeit

Verschiedene Bewertungsgrößen werden für die Beurteilung von KWK-Anlagen herangezogen:

Der Primärenergieausnutzungsgrad  $\eta_{\text{prim}}$  ermittelt sich entsprechend Gl. (2.1) aus dem Quotienten der Summe aus Elektroenergieerzeugung  $P_{\text{el}}$  und Nutzwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{nutz}}$  und dem eingesetzten Brennstoffwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{Bst}}$ . Hinsichtlich  $\dot{Q}_{\text{Bst}}$  sei erwähnt, dass auch andere, primäre Wärmequellen nutzbar sind.  $P_{\text{el}}$  sei die Summe aller stromerzeugenden Aggregate der Anla-

ge.

$$\eta_{\text{Prim}} = \frac{P_{\text{el}} + \dot{Q}_{\text{nutz}}}{\dot{Q}_{\text{Bst}}} \quad (2.1)$$

Der elektrische Wirkungsgrad  $\eta_{\text{el}}$  beinhaltet den Quotienten aus Elektroenergieerzeugung  $P_{\text{el}}$  und eingesetzten Brennstoffwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{Bst}}$ , Gl. (2.2).

$$\eta_{\text{el}} = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{Q}_{\text{Bst}}} \quad (2.2)$$

Eine weitere, typische Bewertungsgröße für KWK-Anlagen ist die Stromkennzahl  $\sigma$ . Diese berechnet sich entsprechend Gl. (2.3) aus dem Quotienten von Elektroenergieerzeugung  $P_{\text{el}}$  und Nutzwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{nutz}}$ .

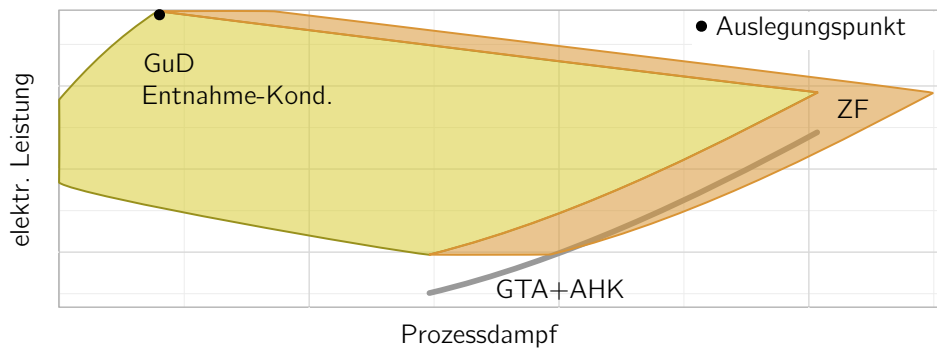
$$\sigma = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{Q}_{\text{nutz}}} \quad (2.3)$$

Die Stromkennzahl ist unabhängig von der Effizienz einer Anlage und stellt eine hinsichtlich des Betriebspunktes sensitive Größe dar. Eine Gasturbinenanlage (GTA) mit AHK beispielsweise hat über das Leistungsspektrum der GT eine relativ gleichbleibende Stromkennzahl, da mit sinkender Elektroenergieauskopplung auch die Abwärmeerzeugung der GT sinkt, vgl. Abb. 2.2.

Das sog. PQ-Diagramm stellt die durch eine KWK-Anlage zur Verfügung gestellte Elektroenergieerzeugung und die dabei frei werdende Wärme gegenüber. Damit wird je nach Anlagentyp eine charakteristische Kennlinie, oder aber ein Bereich umfasst. Auffällig ist der deutliche Unterschied einer GuD-Anlage in KWK zu einer einfachen GTA mit AHK, welche eine starre Kopplung von Elektroenergie- und Wärmebereitstellung aufweist. Durch variable Beaufschlagung der DT mit Frischdampf (FD) wird der Betriebspunkt der GuD-Anlage verschoben. Mittels Zusatzfeuer (ZF) kann die Erzeugungsbandbreite nochmals erweitert werden.

Eine GuD-Anlage basierend auf derselben GTA+AHK mit Entnahme-Kondensations-Turbine hingegen verfügt in Grenzen über die Möglichkeit, Dampf statt über die DT zu entspannen, an der Entnahme der DT abzuführen und anderweitig zu nutzen. Dadurch sinkt die elektrische Leistung der Anlage und der Nutzwärmestrom steigt. Die Stromkennzahl sinkt. Durch ein ZF im AHK kann das Betriebsspektrum zusätzlich erweitert werden. Auf den Verlauf der Stromkennzahl hat das Zusatzfeuer keinen Einfluss, solange der damit erzeugte Dampf über die Dampfturbine entspannt wird.

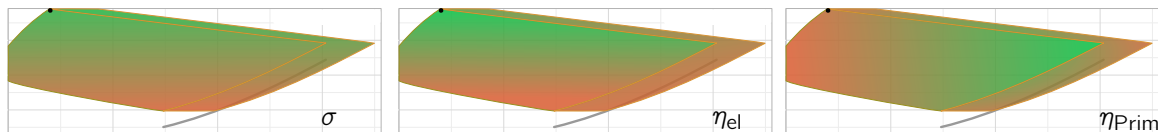
Zur qualitativen Darlegung der charakterisierenden Größen der diskutierten Anlage diene Abb. 2.3. Der Verlauf von rot zu grün stelle eine Degression der betrachteten Größe dar. Es fällt auf, dass im Auslegungspunkt der höchste, elektrische Wirkungsgrad erreicht wird. Der Primärenergieausnutzungsgrad  $\eta_{\text{Prim}}$  ist hier nicht im Optimum, da viel Abwärme aus dem AHK über



**Abbildung 2.2:** Qualitatives PQ-Diagramm einer GuD-Anlage in KWK mit Entnahme-Kondensationsturbine und Zusatzfeuer

die DT mit deren elektrischen Wirkungsgrad entspannt wird. Bei Fahrweise mit Zusatzfeuer (ZF) sinkt  $\eta_{\text{Prim}}$  geringfügig. Bei Abfuhr großer Mengen Energie in Form von Wärme steigt  $\eta_{\text{Prim}}$ , da hier eine nahezu vollständige Nutzung unterstellt werden kann. Der Verlauf von  $\eta_{\text{el}}$  und der Stromkennzahl  $\sigma$  ist ähnlich und stellt einen vertikalen Abfall dar. Im Gegensatz zu  $\eta_{\text{el}}$  zeigt aber  $\sigma$  keine Sensitivität bezüglich des Einsatzes von Zusatzfeuer (ZF).

Typische Bereiche der Anlagenkennzahlen sind in Tab. 2.1 dargelegt.



**Abbildung 2.3:** Qualitatives PQ-Diagramm einer GuD-Anlage in KWK mit Entnahme-Kondensationsturbine und ZF

**Tabelle 2.1:** Typische Kennzahlen für KWK-Anlagen

Anlagentyp	$\eta_{\text{Prim}}$	$\eta_{\text{el}}$	$\sigma$
Steinkohle	ca 0.8	ca 0.4	ca $\leq 1$
Braunkohle	ca 0.8	ca 0.4	ca $\leq 1$
GuD	$\leq 0.9$	ca 0.6	ca $\leq 2$
Motor BHKW	$\leq 0.9$	ca 0.4	ca $\leq 1$
GiD	ca $\leq 0.8$	ca $\leq 0.4$	$\leq 1$

Durch die Doppelnutzung des Brennstoffes für die Strom- und Wärmebereitstellung zeichnen sich KWK-Anlagen durch einen hohen Primärenergieausnutzungsgrad (Brennstoffausnutzungsgrad) aus. Moderne KWK-Anlagen erreichen Primärenergieausnutzungsgrade bis zu 90 % [10]. Eines der modernsten GuD-Heizkraftwerke in Deutschland, welches in KWK arbeitet ist Lausward Block Fortuna in Düsseldorf mit einer elektrischen Leistung von 595 MW und Fernwärmeauskopplung von 300 MW bei einem Primärenergieausnutzungsgrad von  $> 85$  % [11].



## 2.2 Industrielle Kraft-Wärme-Kopplung - Anforderungen und Technologie

Aufgrund des hohen Wirkungsgrades und der parallelen Bereitstellung von elektrischer Energie und (Hochtemperatur-)Wärme findet die KWK zunehmend Einzug in die industrielle Fertigung. Damit ist es den Prozessen möglich, unabhängig von Liefer- oder Preisrestriktionen den Eigenbedarf an Energie zu decken.

Industrielle Fertigungsprozesse unterliegen einem dauerhaften Kostendruck. Ergo ist eine möglichst hohe Fertigungsquantität bei minimalen Energiekosten anzustreben. Energie - thermisch, wie elektrisch - muss vorhanden sein und den Anforderungsprofilen des Fertigungsprozesses folgen. Produktionsausfälle aufgrund mangelhafter Energiebereitstellung sind unerwünscht und ziehen teils hohe Folgekosten für neu Rüsten von Fertigungsanlagen und langen, komplexen Anfahrprozeduren nach sich. Daher muss eine industrielle KWK-Anlage eine hohe Flexibilität, sehr hohe Verfügbarkeit und im besten Fall die sogenannte *N-1*-Regel erfüllen. Hierbei wird durch Redundanzen eine Fertigung auch bei Totalausfall eines Aggregates der KWK-Anlage ermöglicht. Dies wird bspw. durch Warmhaltung öl-/gasgefeuerten Hilfsdampfzeuger und Anschluss an das elektrische Übertragungsnetz gewährleistet.

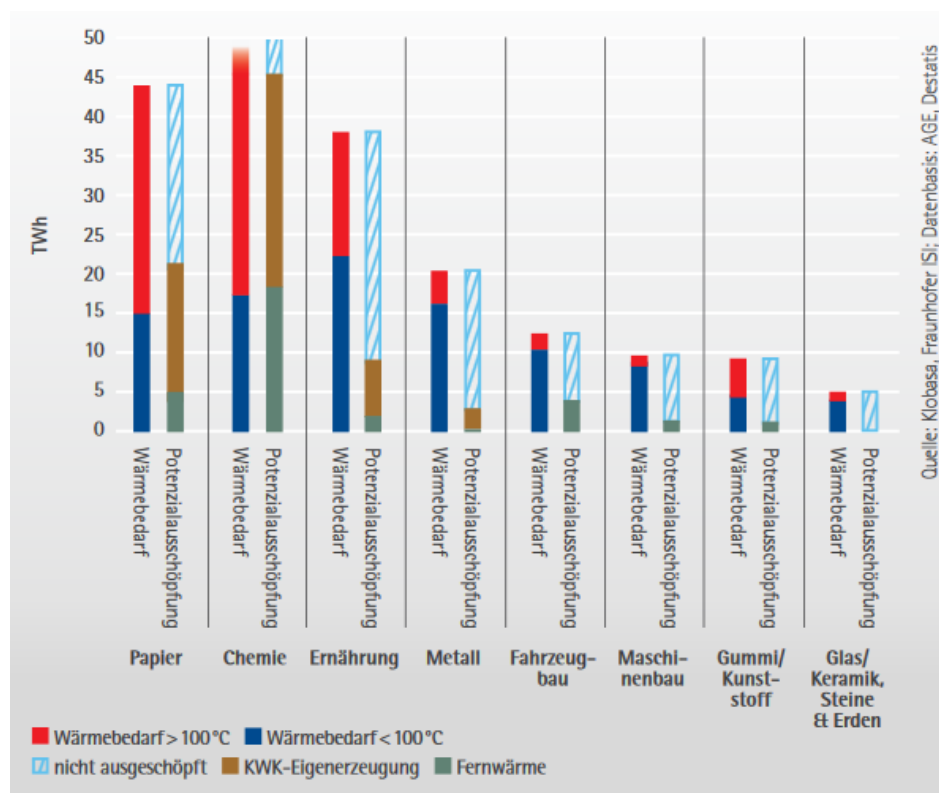
Die zeitlichen Lastanforderungen industrieller Fertigungsanlagen zeigen oftmals massive Sprünge [12]. Insbesondere der Dampfbedarf von Produktionsanlagen unterliegt durch zyklische Betriebs-schemata oder Batch-Betrieb starken Änderungen, welche durch die Energieerzeugungsanlage kompensiert werden müssen. Je größer die Gesamtheit der zu beliefernden Verbraucher ist, umso geringer fallen i.d.R. diese Sprünge aus.

Aufgrund der hohen Flexibilität, der großen Laständerungsgeschwindigkeit und dem hohen Brennstoffausnutzungsgrad wird KWK zunehmend für die industrielle Fertigung genutzt. Die Bereitstellung von Strom und Wärme mittels industrieller KWK-Anlagen unterliegt in Deutschland einem stetigen Wachstum [13] [14] und erreichte im Jahr 2016 35,2 TW  $h_{el}$ , respektive 90,5 TW  $h_{th}$  [8]. Gerade Industriezweige mit hohem Energiekostenanteil am Bruttoproduktionswert, wie *Papier-, Verlags- und Druckgewerbe, Textil- und Bekleidungsgewerbe* oder das *Ernährungsgewerbe* und gleichzeitigem Bedarf an Wärme und Strom können von den Vorteilen der KWK profitieren [10]. Abb. 2.4 legt den Wärmebedarf verschiedener Industriezweige auf dem Temperaturniveau bis 500 °C dar. Auffällig ist der große Anteil des nicht ausgeschöpften Potentials, insbesondere der Papierindustrie, und des Ernährungsgewerbe.

Die GuD-Technologie im KWK-Betrieb stellt ein wichtiges Standbein der Energieversorgung Deutschlands dar. Der zweite Monitoring-Bericht des Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) gibt die Nettostromerzeugung aus KWK-Anlagen im Jahr 2012 mit 17,3 % Anteil an der Nettostromerzeugung in der BRD an [15]. Der Anteil der Erdgaskraftwerke am Energiemix betrug in dem betrachteten Zeitraum 12,1 % [15]. Im Vergleich dazu hatte in der industriellen Kraftwirtschaft die KWK einen deutlich höheren Anteil von 60,9 % an der gesamten Nettostromerzeugung des Jahres 2011 [16].

Über 50 % des in KWK erzeugten Stromes wird in gasgefeuerten Kraftwerken erzeugt [16]. Durch hohe Flexibilität und Lastgradienten, die das Regelverhalten des übrigen konventionellen Kraftwerksparks deutlich überschreiten, tragen diese Anlagen einen wichtigen Anteil zu der Netzstabilität und Versorgungssicherheit bei.

Im sechsten Monitoring-Bericht des BMWi von 2016 wird festgestellt, dass das politische Ausbauziel der KWK bis 2020 von 110 TWh mit einer KWK-Stromerzeugung von 117,1 TWh bereits im Voraus übererfüllt wurde [17]. Primäres Augenmerk muss daher nun auf der Flexibilisierung und Emissionsreduktion der Anlagen liegen.



**Abbildung 2.4:** Wärmebedarf der Industrie bis 500 °C, Status 2011 [10]

## 2.3 Gegenüberstellung von Gasturbine und Gasmotor in Kraft-Wärme-Kopplung

Je nach Anwendungsbereich ist eine Gegenüberstellung von GTA- und Gasmotorentechnik angebracht.

Gemäß der Kennzahlen der KWK-Technik [10] S.8 ordnet sich die Gasturbinen- und GuD-Technik im hohen Temperaturbereich des Arbeitsmediums, oberhalb etwa 140 °C, ein. Diese Temperaturen sind mit konventionellen Motoren nur bedingt erreichbar. Dies liegt vor allem an der primären

Wärmeauskopplung aus Kühlwasser und Ölkühler der Motoren und geringer Abwärmemenge aus deren Abgas.

Motoren besitzen gegenüber der GT-Technologie den Vorteil sehr robuster und schnellstartfähiger Technik, auch im hohen MW-Bereich. Da Motoren i.d.R. nur im Leistungsbereich bis etwa 10 MW verfügbar sind, werden diese häufig zu Erzeugungsanlagen, bestehend aus mehreren Maschinen, zusammengesetzt. Dadurch kann, durch zu- und abschalten einzelner Aggregate, ein weites Lastspektrum mit hoher Regelgüte und elektrischem Wirkungsgrad nahe des Auslegungspunktes erreicht werden. Im Gegensatz zu einer GT, welche in Standardkonfiguration vor dem Start Mindestluftwechselzahlen durch sog. *purgen* benötigt, kann ein Motor aus der Warmhaltung innerhalb weniger Minuten starten und auf Nennlast fahren. Gasturbinen benötigen hierfür eine erweiterte Abnahme für das sog. Nachbelüften der Maschine, nach dem Abfahren [18] [19]. Die Gasversorgung muss für die Stillstandszeit einen *gas leak test* bestehen. Dieser dient der Sicherstellung, dass sich in dem zum Motor vergleichsweise großen Volumen von Brennkammer, Turbine und Verdichter über die Stillstandszeit nicht unerkannt Gas angesammelt hat. Als schnellstartfähige Einheit, im offenen Prozess, erreichen Motoren wie Gasturbinen Startzeiten im Minutenbereich. Erstere im Bereich von unter 5 min [19], geltend für Wärtsilä 34SG Motoren der 10 MW-Klasse. Letztere erreichen, am Beispiel einer Siemens SGT5-2000E mit 187 MW, Schnellstartzeiten von etwa 12 min [20].

Als KWK-Anlagen müssen beide Technologien die möglichen Laständerungen in der Wärmeabfuhr berücksichtigen. Hierbei sind thermische Spannungen in den Wärmeübertragern und Dampftrommeln zu berücksichtigen. Die Wärmeabfuhr einer GTA in KWK erfolgt allein über das Abgas, während Motoren einen nennenswerten Anteil Niedertemperaturwärme über Kühlung und Ölkühlung abgeben. Das Abgas einer GT liegt bei hohen Temperaturen (i.d.R. über 400 °C) und in großer Quantität vor. Im GuD-Kombiprozess wird auch bei Motoranlagen Wärme aus dem Abgas entnommen. Diese dient zur Dampferzeugung und dem Betrieb eines nachgelagerten Clausius-Rankine-Prozesses. Mittels Nutzung einer DT verliert eine Erzeugungsanlage nennenswert an Flexibilität, insbesondere im Bezug auf Schnellstartzeiten. DT benötigen vergleichsweise lange Vorwärmzeiten und können nicht beliebig zu- und abgeschaltet werden.

[21] beschreibt die Erweiterung bestehender Diesel-Aggregate vom Typ Caterpillar 16CM32C - einem *offshore generator set* mit 5,5 MW elektrischer Nennleistung - mittels Dampferzeuger. Die turbogeladenen Maschinen verfügen über Abgastemperaturen im Bereich von 300..320 °C bei einem Abgasmassenstrom von rund 6,6 kg/s. Eine vergleichbare Maschine ist der Gasmotor KG-12-V der Firma Kawasaki. Dieser liefert neben einer elektrischen Leistung von 5,2 MW einen Abgasmassenstrom von 8,8 kg/s bei einer Temperatur von 320 °C [22]. Zusätzlich können mittels des Luft- und Ölkühlers weitere 1750 kW Nutzwärme entnommen werden. Hierbei liegen 615 kW bei 95 °C und 715 kW bei 40 °C vor. Weitere 420 kW werden über den Ölkühler abgeführt.<sup>1</sup>

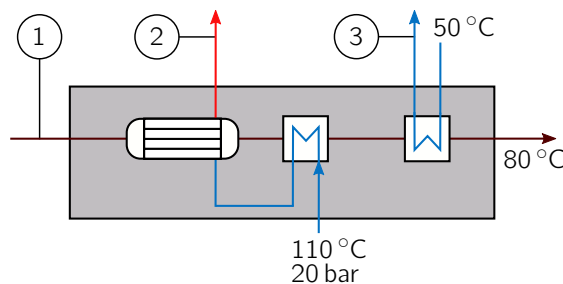
Als Gasturbine derselben Leistungsklasse sei eine Kawasaki M7A-GPB60 herangezogen. Diese erreicht im Nennlastpunkt eine Abgastemperatur von rund 540 °C bei einem Abgasmasse-

---

<sup>1</sup>Werte der Luft- und Ölkühler anhand Mailkontakt mit Herrn Nuretin Tekin KGE vom 15.01.2019

strom von 21,5 kg/s. Der elektrische Wirkungsgrad liegt bei dieser Maschine bei etwa 30 %. Moderne Gasmotoren hingegen erreichen elektrische Wirkungsgrade von nahezu 50 % [19] [23], [22].

Die Performance eines Motors und einer GTA in KWK soll im Folgenden diskutiert werden. Anhand Abb. 2.5 und Tab. 2.2 werden die betrachteten Randbedingungen und Anlagenparameter dargelegt. Es sei ein Frischdampfdruck von 20 bar und einer Speisewassertemperatur von 110 °C vorgegeben. Ferner wird das Abgas bis auf 80 °C abgekühlt. Am kalten Ende des Kessels wird ein Fernwärme (FW)-Wärmeübertrager (WÜ) eingesetzt. Die FW-Rücklauftemperatur betrage 50 °C. Der errechnete Brennstoffausnutzungsgrad  $\eta_{Bst}$  des Gasmotors umfasst neben der Wärmeauskopplung aus dem AHK auch bereits erwähnte Hochtemperaturwärmebereitstellung des Luftkühlers bei 95 °C. Die Ölkühlung beider Anlagen erfolgt bei dieser Betrachtung konventionell mittels Kühlregister. Auch die o.g. Niedertemperaturwärmeauskopplung des Motors bei 40 °C wird, aufgrund ihrer geringen Relevanz für die industrielle Anwendung nicht berücksichtigt.



**Abbildung 2.5:** Exemplarischer Kesselaufbau zur Abwärmenutzung eines Motors, respektive einer GTA

**Tabelle 2.2:** Randbedingungen des AHK eines Gasmotors vom Typ KG-12-V und einer GTA des Typs M7A-GPB60

		Motor			GTA		
	Einheit	1	2	3	1	2	3
T	°C	320	212.4	90	540	212.4	90
$\dot{m}$	kg/s	8.8	0.38	7.74	21.9	3.65	12.2
$\dot{Q}$	kW	2169	873	1295	10568	8523	2044
T <sub>ref</sub>	°C	80	110	50	80	110	50
$\eta_{el}$	%		49.5			29.3	
$\eta_{Bst}$	%		75.3			89.9	

Wie sich herausstellt liefert der Motor in KWK einen deutlich höheren elektrischen Wirkungsgrad, als die GTA. Demgegenüber beträgt der Brennstoffausnutzungsgrad letzterer 89,9 %, während der Motor lediglich 75,3 % erreicht. Damit steht fest, dass beide Anlagentypen eine Nische der gekoppelten Energiebereitstellung füllen. Beide gewährleisten einen hohen Brennstoffausnutzungsgrad. Motoren sind primär für Anwendungen mit im Verhältnis zur Elektroenergiebereitstellung

niedrigem Frischdampfbedarf, respektive großem Niedertemperaturbedarf geeignet. Insbesondere die Anwendung in der städtischen KWK mit FW-Auskopplung ist zu nennen. Die GT-Technologie gewährleistet große thermische Energieauskopplung bei hohen Temperaturen. Der Brennstoffausnutzungsgrad zeichnet sich auch hierbei durch hohe Werte aus. Aufgrund der thermischen Energiebereitstellung bei hohen Temperaturen ist insbesondere der GTA-Technologie für industrielle Anwendung geeignet.

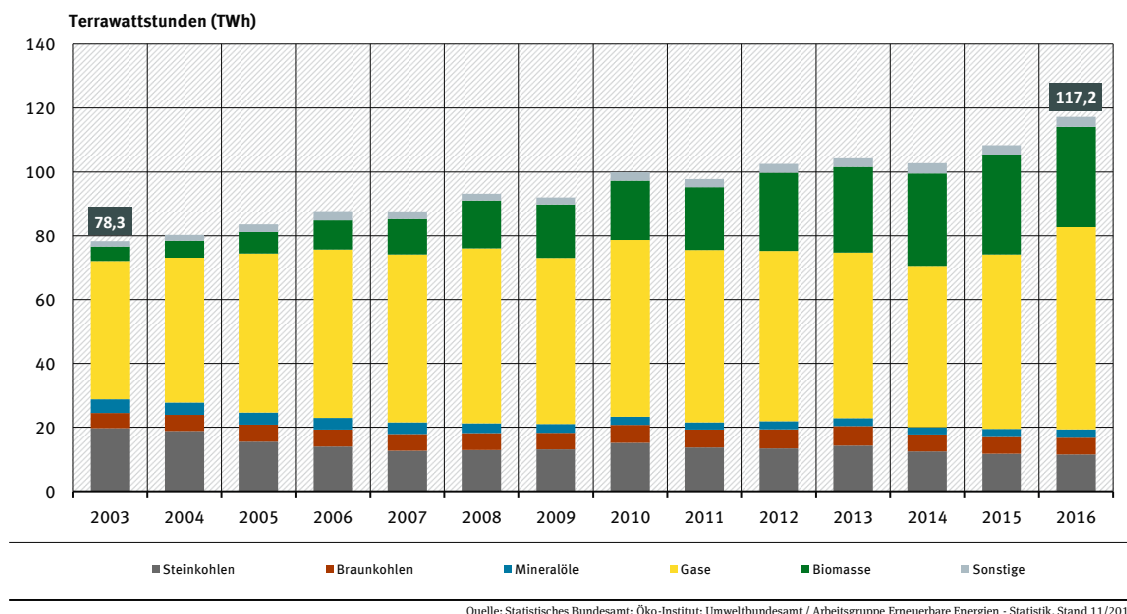
## 2.4 Herausforderungen an die Kraft-Wärme-Kopplung durch Politik und Gesellschaft

Aufgrund des steigenden Bedarfes nach Flexibilisierung [24] und tiefen Teillastwirkungsgraden drängen zunehmend Anlagenhersteller mit Gasmotoren auf den Markt. Durch Verwendung kleiner Aggregate, i.d.R. zwei bis zehn MW im Pool mehrerer Maschinen, kann ein breites Erzeugungsspektrum, bei nahezu gleichbleibend hohem, elektrischen Wirkungsgrad bereitgestellt werden.

Wie Abb. 2.6 zu entnehmen ist, steigt der Anteil mittels KWK erzeugten Stromes in Deutschland kontinuierlich. Der Anteil Gas- und vor allem biomassegefeuerter Anlagen steigt deutlich, während die Erzeugung mittels Steinkohle oder Öl sinkt.

### KWK-Nettostromerzeugung nach Energieträgern

Entwicklung der Energieträger an der gesamten KWK-Nettostromerzeugung von 2003-2016



**Abbildung 2.6:** KWK-Nettostromerzeugung nach Energieträgern [24]

Wie das Umweltbundesamt (UBA) fordert, ist eine strom-, wie wärmeseitige Flexibilisierung der KWK unumgänglich, um auf geänderte Anforderungen des Marktes in der Zukunft reagieren zu können [24] [16]. Einschlägige Studien legen die Verwendung von Gasmotoren gerade bei Fernwärmeanwendungen von Stadtwerken nahe, da hier keine/geringe Restriktionen (bspw. Dampf bei hohem Druck) seitens des thermischen Mediums bestehen [25]. Aktuelle Projekte deuten ebenso auf die Notwendigkeit der Flexibilität von KWK-Anlagen hin. Einen integrierten Ansatz, als virtuelles Kraftwerk mit Wärmespeicher und regenerativer Elektroenergieeinkopplung aus Photovoltaik, verfolgt beispielsweise das Projekt Galvananoflex [26].

## **2.5 Neue Prozesse und Weiterentwicklung klassischer Prozessarchitekturen**

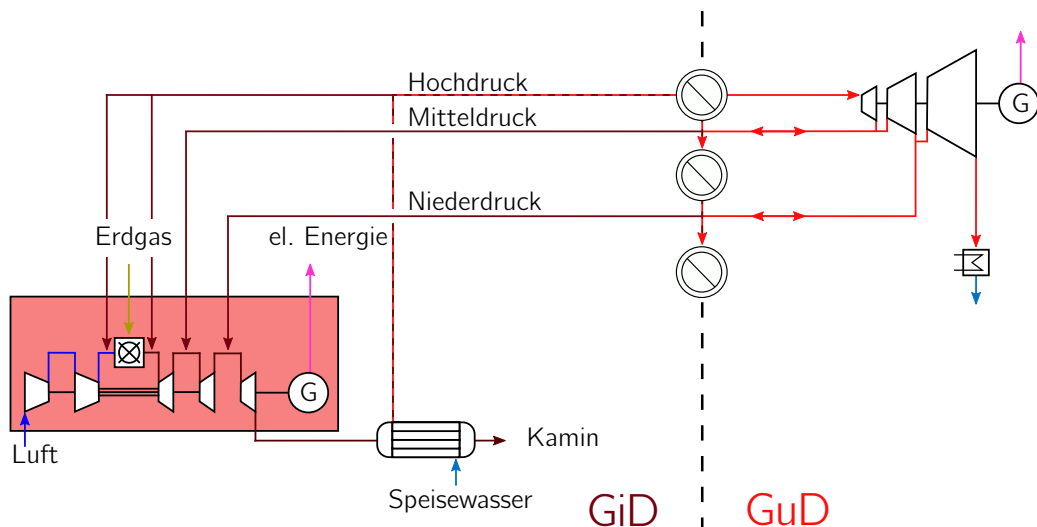
Mit zunehmender Einbindung volatiler, regenerativer Energiequellen steigt der Bedarf an schnell reagierenden Regelmechanismen im Stromnetz. Hierfür kommen neben Gasmotoren insbesondere Gasturbinenkraftwerke oder Gasturbinen im Alleinbetrieb, aufgrund ihres schnellen Reaktionsvermögens und hoher Lastflexibilität, zum Einsatz. Im Zuge der Digitalisierung ist die Nutzung virtueller Maschinen aus Anlagenpools zunehmend interessant [27] [28] [29]. Durch parallele Ansteuerung einer Vielzahl verschiedener Erzeugungsanlagen können große Sprünge in der Regelenenergienachfrage, mit geringem Effekt auf die einzelnen Anlagen, abgedeckt werden.

Gerade mit dem Ziel eines hohen Grades an erneuerbarer Energiebereitstellung ist der Betrieb von Erzeugungsanlagen mit alternativen Brennstoffen erstrebenswert. Im Gebäudeenergiebereich ist die Brennstoffzellentechnologie bereits weit fortgeschritten. Diese können als Mikro-KWK-Anlage Einfamilienhäuser oder Quartiere mit Strom und Wärme im unteren kW-Bereich versorgen. Zwei Technologien haben sich zum aktuellen Zeitpunkt herauskristallisiert [30] [31]. Einerseits die Proton Exchange Membran (PEM), welche mit reformiertem Erdgas - sprich reinem Wasserstoff - arbeitet [32]. Die Reformierung erfolgt extern. Diese Technik liefert Abwärme auf dem Niveau von 60..90 °C und ist daher für die Bereitstellung arbeitsfähigen Dampfes nicht geeignet. Die Erwärmung von Brauchwasser hingegen ist möglich. Andererseits die Solid Oxide Fuel Cell (SOFC), welche über eine interne Reformierung von Erdgas verfügt. Diese arbeitet auf Temperaturniveaus bis 1000 °C [33] [34]. Aufgrund der hohen Betriebsparameter liegen Untersuchungen vor, diese als Substitut, oder in Reihe mit der Brennkammer einer GT zu verschalten [35] [36] [37]. SOFC Brennstoffzellen können momentan Wärmeauskopplungen bis etwa 120 °C realisieren. Elektrische Wirkungsgrade von 32..37 % (PEM), respektive 33..60 % (SOFC) werden aktuell erreicht [31].

Da die o.g. Brennstoffzellentechnologie zwar auf Quartiersebene interessant, für industrielle Anwendung mit großem Strombedarf und Wärmenachfrage auf Temperaturniveaus über 120 °C jedoch kaum nutzbar ist, müssen für diesen Bereich Alternativen gefunden werden. Mittels Power-to-Gas (PTG) hergestellte, synthetische Brennstoffe, wie beispielsweise reiner Wasserstoff oder Brennstoffgemische mit hohem Anteil dessen, müssen dafür in weiterentwickelten Maschinen

verwertet werden. Erste Maschinen mit reiner oder hochprozentiger Wasserstofffeuerung laufen bereits. Hierbei ist insbesondere die erste KWK-Anlage mit einem Wasserstoffanteil im Brenngas bis zu 100 % in Kobe (Japan) zu erwähnen [38] [?].

Neben der konventionellen Anwendung klassischer Erzeugungsanlagen als Strom- und Wärmelieferant von beispielsweise Stadtwerken decken gasturbinenbetriebene Kraftwerke häufig den Bedarf industrieller Anwendungen. Das benötigte Regelungsspektrum derer liegt, insbesondere im Bezug auf Laständerungen, häufig deutlich über dem klassischer Kraftwerksanlagen. Durch variablen Wärme- und Strombedarf der nachgeschalteten Prozesse in einem i.d.R. deutlich kleineren Bilanzkreis unterliegt die Erzeugungsanlage teils massiven Lastwechseln. Üblicherweise findet die Netzdruckhaltung in den produktionsseitigen Dampfnetzen mittels (Entnahme-) Kondensationsdampfturbinen oder durch Leistungsreduktion der Gasturbine (GT) statt, vgl. Abb.2.7. Die Verwendung einer Dampfturbine bedeutet aufgrund einer zusätzlichen Maschine einen Mehraufwand sowohl bei der Investition als auch bei Instandhaltungs- und Wartungsarbeiten.



**Abbildung 2.7:** Vergleich von GiD und GuD

Eine Alternative zu konventionellen GuD-Anlagen stellt der GiD-Prozess dar. Hierbei wird Dampf in den Heißgaspfad der GTA injiziert, wodurch die GT als Gas-Dampf-Kombiturbine agiert. Dadurch kann - im Gegensatz zur einfachen GTA mit AHK - die Wärme- und Elektroenergiebereitstellung in Grenzen voneinander entkoppelt werden.

*Bollard* [39] schlägt zur Steigerung des Brennstoffausnutzungsgrades bei kleinen bis mittleren Maschinen (Leistungsklasse bis 50 MW, inkl. aeroderivativer Maschinen) den Dual recuperatued intercooled aftercooled steam injected cycle (DRIASI) vor. Hierbei wird das Abgas der GTA über zwei parallele Stränge geleitet, wobei einer zur Dampferzeugung und -überhitzung dient, während der zweite als Rekuperator zur Verbrennungsluftvorwärmung genutzt wird. Die Zwischenkühlung des Verdichters soll wassergekühlt ausgeführt werden. Der Dampf wird in und hinter die Brennkammer der GTA injiziert. Damit können rechnerisch Brennstoffausnutzungs-

grade und Leistungsspektren, welche denen einer GuD-Anlage entsprechen, erreicht werden. Dies wird durch eine hochgradig komplexe Prozessgestaltung erkaufte.

Für die GuD-Technologie in kleinem Maßstab, oder industrielle Kesselanlagen in KWK stellt *Mühlenfeld* [40] einen neuartigen Dampfturbinentyp kleiner elektrischer Leistung (75 kW bis 300 kW) vor. Der genutzte Schnellläufer der Firma *Turbonik* ist entgegen der konventionellen Bauweise in der Leistungsklasse starr mit dem Generator in einer hermetischen Einheit gekoppelt. Dadurch entfallen teure Nebenaggregate, wie das Getriebe und dessen Ölversorgung. Damit sind insbesondere Kesselanlagen nachrüstbar.

## 2.6 Vergleich von KWK-Konzepten mit Gasturbinen

Klassische gasgefeuerte KWK-Anlagen basieren auf einer GTA mit nachgeschaltetem AHK. Bei erhöhtem Bedarf an elektrischer Energie kann im GuD-Prozess eine DT dem AHK nachgeschaltet und zur Elektroenergiebereitstellung der Dampf darüber entspannt werden. Mittels Anzapfungen und/oder des Kondensators der DT kann weiterhin Wärme für beispielsweise die FW- oder Niedertemperaturanwendung entnommen werden. Die bei klassischen KWK-Anlagen eingesetzte Technologie verfügt aber in der Regel über eine stark eingeschränkte Flexibilität, da sich Bedarfsschwankungen und damit Lastpunktänderungen wegen der direkten Kopplung der Erzeugung unmittelbar auf den Primärenergieausnutzungsgrad auswirken. Damit bedingt die Bereitstellung von elektrischer Energie die thermische Energieauskopplung und umgekehrt. In Grenzen können Strom und Wärme jedoch bei jeder Anlage entkoppelt werden, vgl. Abb. 2.2.

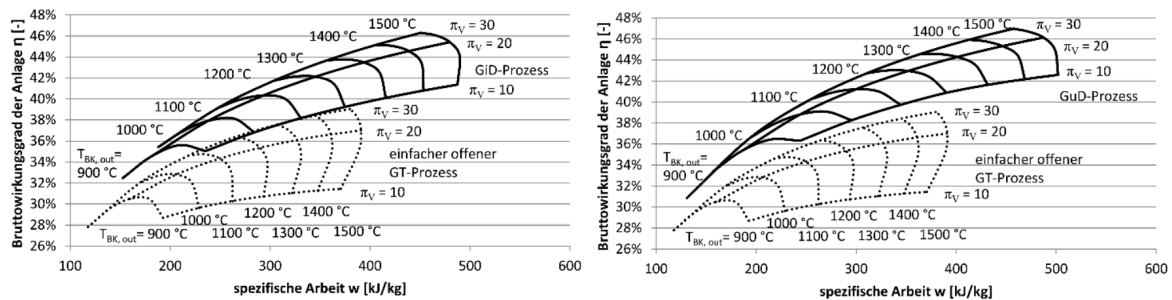
Gerade im industriellen Sektor mit häufig geringer Dampfabnahme oder niedrigen Frischdampfparametern ist die Verwendung klassischer GuD-Anlagen in KWK häufig problematisch. Dies beruht auf den niedrigen erreichbaren Wirkungsgraden der kleinen Dampfturbinen, da diese häufig nicht skaliert, sondern teilbeaufschlagte Maschinen höherer Leistungsklasse sind. Die dadurch entstehenden Ventilationsverluste reduzieren den erreichbaren Wirkungsgrad deutlich.

Eine GuD-Anlage benötigt einen Kompromiss zwischen Gasturbinenwirkungsgrad und der oberen Prozesstemperatur [41], [42]. Die Obere Prozesstemperatur (OPt) ist in diesem Fall die Turbineneintrittstemperatur (TIT) der Gasturbine. Nach Abb. 2.8 erreicht die spezifische Arbeit im offenen Joule-Prozess bei konstanter TIT und steigendem Druckverhältnis  $\pi$  ein Maximum, um danach bei weiter steigendem GT-Wirkungsgrad zu sinken. Im GuD-Prozess werden hohe Abgastemperaturen benötigt um für den nachgeschalteten Dampfkreisprozess hinreichend Arbeitsfähigkeit zu gewährleisten. Der betrachtete Prozess basiert auf der Berechnung eines Eindruck-Dampfturbinenprozesses ohne Zwischenüberhitzung.



Es sei erwähnt, dass die spezifische Arbeit entsprechend (2.4) aus dem Quotienten der abgeführten Leistung  $P$  und dem Massestrom  $\dot{m}$  über die Turbomaschine gebildet wird.

$$e = \frac{P}{\dot{m}} \quad (2.4)$$



**Abbildung 2.8:** Kreisprozesscharakteristik von GiD- (links) und GuD-Prozess (rechts) und der zugrundeliegenden Gasturbine [56]

Abb. 2.8 verdeutlicht das Steigerungspotential des Anlagenwirkungsgrades (in diesem Fall primär elektrisch) durch Abwärmenutzung in einer DT oder als Injektionsdampf. Dieselbe GTA erfährt im kombinierten Prozess eine Erhöhung des Bruttowirkungsgrades der Anlage um rund 25 % (ca. 9,5 %-Punkte für eine GTA mit Verdichtungsverhältnis  $\pi_V$  20 und Brennkammeraustrittstemperatur  $T_{BK,out}$  1500 °C). Die Charakteristika von GiD- und GuD-Prozess ähneln sich stark.

Im Gegensatz zum GuD-Prozess kann beim industriellen GiD-Prozess die Austrittstemperatur nach der GT niedrig liegen. Begrenzung sind die benötigten Dampfparameter für den nachgeschalteten Industrieprozess und das Verdichtungsverhältnis der GTA. Letzteres würde in Anlehnung an Abb. 2.8 im Extremfall ein Druckniveau von 30 bar erreichen. Anhand der Siedetemperatur von Wasser von 234 °C bei entsprechendem Druckniveau ist selbst bei einer Turbineneintrittstemperatur von 1200 °C eine der Versuchsanlage im ZET entsprechende Grädigkeit von Rauchgas zu Sattdampf gegeben, während die GT elektrische Spitzenwirkungsgrade >40 % gewährleistet. Damit ist der Gasturbinenwirkungsgrad im GiD-Prozess in den Grenzen der physikalischen Möglichkeiten steigerbar.

Nach Shirakawa [43] und Casella [44] ist die Dampfturbine im GuD-Prozess als kritisches Bauteil für Schnellstarts zu betrachten. In der GiD-Anwendung fällt dieses Bauteil weg und es muss das Augenmerk auf den Kopf des Hochdruck-Überhitzers gelegt werden [45] [46] [47]. Da der Bau eines Kesselbypass mit teurer Klappentechnologie und zusätzlichem Aufwand verbunden ist, sollte in der Konstruktion der dampfführenden Komponente die Option eines Schnellstarts berücksichtigt werden. Dies kann beispielsweise durch Reduktion der thermischen Gradienten im Überhitzer durch Vorschalten eines Economizer (ECO) als Hitzeschild erfolgen. Ebenfalls möglich ist die Warmhaltung des Kessels im Stillstand und eine umfassende Evaluation des thermischen Bedarfes des Prozesses, um die höchste, wasserseitige Kesseltemperatur nicht unnötig hoch anzusetzen.

## 2.7 Industriell angewandte GiD-Anlagen

Der Ursprung des GiD-Prozesses liegt in den 1970er Jahren, der Zeit des ersten Ölembargos im Jom-Kippur-Krieg [48]. Aufgrund der rapide gestiegenen Primärenergiepreise wurden Anlagenkonzepte mit möglichst hohem Brennstoffausnutzungsgrad interessant. Da gerade bei kleinen Erzeugungseinheiten die Nutzung eines kombinierten Prozesses als GuD-Anlage fragwürdig erschien, wurden Alternativen gesucht. Auch seitens mariner Anwendung erwiesen sich Kombiprozesse als zu langsam. Durch, für die damalige Zeit schnelle, computergestützte Steuerung konnte der komplexe und stark schwingungsanfällige Cheng-Cycle stabil betrieben werden. Hierbei muss die Rückkopplung der Dampfinjektion in den Heißgaspfad der GT auf die Dampferzeugung durch die Regelung abgemildert werden.

Erste Tests ergaben, dass seitens der Injektionsplatzierung die Emissionen der GTA variieren, nicht aber der bilanzielle Effekt hinsichtlich Wirkungsgrad- und/oder Leistungssteigerung [48]. Aufgrund der gewünschten Leistungssteigerung musste die Abtriebswelle gegenüber der Standardmaschinen verstärkt ausgeführt werden. Seitens des zu erwartenden erhöhten Wärmeüberganges aufgrund des Dampfes im Heißgas wurden die heißgasbeaufschlagten Bauteile messtechnisch überwacht. Es konnten gegenüber des *Dry*-Betriebs keine Änderungen quantifiziert werden. Das AHK-Design sieht einen Wasserrohrkessel mit Ueberhitzer (UeH) und ZF vor.

Durch Experimente an dem Helikoptertriebwerk *T65* wurde im Zeitraum von 1984 bis 1994 der Nachweis erbracht, dass auch mehrwellige GTA für Dampfinjektion in Frage kommen [48]. Mittels einfachem Umbau der Maschine, durch Nutzung bereits vorhandener Sekundärluftöffnungen in dem Brennkammerinliner, konnte Dampf in den Heißgaspfad injiziert werden. Die Position der damaligen Injektion am Kopf der Brennkammer ist seitens der damit zu erwartenden hohen CO-Emissionen für heutige Anwendungen nicht brauchbar. Der GTA nachgeschaltet war ein AHK mit UeH. Die Leistung der Maschine konnte mittels Dampfinjektion verdoppelt und der Brennstoffausnutzungsgrad von 19 % auf bis zu 27,5 % angehoben werden. Die Antriebsturbine erfuhr dabei eine um 4 %-Punkte erhöhte Drehzahl, während die Powerturbine mit Temperaturen etwa 80 K unterhalb der erlaubten Arbeitstemperatur beaufschlagt wurde.

*Jones* [49] beschreibt den ersten kommerziell implementierten Cheng-Cycle, welcher 1984 an der California State University in San Jose in Betrieb genommen wurde. Die Anlagen der Reihe *Series 7 cogeneration plants* basieren auf einer *Allison 501-KH*, welche eine vom Hersteller für den Prozess modifizierte *Allison 501-KB5* ist. Die *Allison 501-KB* ist eine aeroderivative Maschine der 2,5 MW-Klasse. Die Injektion erfolgt über zwei Verteilringe im Druckgehäuse der Maschine. Diese sind vor und nach der Brennkammersektion angeordnet. Alle sechs im Ring angeordneten Brennkammern werden über je zwei gegenüberliegende Injektoren mit Heißdampf (HD) beaufschlagt. Der AHK besteht, dem Rauchgaspfad folgend, aus einem UeH zur Injektionsdampferhitzung, einem nachfolgenden ZF und einem Dampferzeuger mit ECO. Das ZF dient entweder zur zusätzlichen Dampferzeugung, oder aber zur Sicherung der benötigten Dampfparameter bei hoher Injektionsmenge. Die Maschine verfügte über einen Verdunstungskühler in der

Ansaugung. Die Regelung des Kesseldruckes erfolgt über die Dampfinkjektion in die GTA. Seitens der Speisewasserbehandlung müssen nur zwei Grenzwerte eingehalten werden. Die Wasserqualität am Standort wird mit Total dissolved solids (TDS) von 5,2 mg/l und einer Carbonat-Härte von 4 mmol/l beschrieben. Das entspricht Süßwasser des Härtebereiches 4 (sehr hart). Für die Injektion darf der TDS 0,4 mg/l nicht überschreiten. Die Härte (Carbonat-Härte) muss unter 0,05 mmol/l liegen. Der Kessel wird kontinuierlich abgeschlammmt um die TDS-Konzentration niedrig zu halten.

*Digumarthi* [50] berichtet von einer *Garrett IE831*, einer Maschine der 600 kW-Klasse, welche häufig für marine Anwendungsfälle genutzt wurde [51]. Die Versuche erfolgten 1984. Die Injektion erfolgt hierbei vor der Brennkammer. Die Versuchsergebnisse im Cheng-Cycle zeigten angeblich hinsichtlich der Ansaugbedingungen keine Sensitivität. Der elektrische Wirkungsgrad konnte bei konstanter Leistung von 500 kW um etwa 6 %-Punkte erhöht werden. Die Messergebnisse der Abgastemperatur deuten auf eine Fahrweise ohne variable stator vanes (VSV) hin. Anhand [51] handelt es sich um einen zweistufigen Radialverdichter, wodurch die Vermutung einer Fahrweise ohne VSV aufgrund baulicher Restriktionen untermauert werden kann. Zwar ist die Installation von VSV möglich (siehe ZET der TU Dresden), jedoch eher untypisch.

*Jones* [52] legt die überragenden Eigenschaften der Lastflexibilität eines Cheng-Cycles basierend auf einer *Allison 501-KB* dar. Er spricht von verlängertem Maschinenlebenszyklus bei konstanter Leistung im Injektionsbetrieb. Exemplarisch werden Maschinen unterschiedlicher Hersteller und Leistungsklassen bis 5 MW erwähnt, so auch Maschinen von *BBC*, *Solar*, *Cooper* und *GE*. Das PQ-Diagramm wird hier genutzt, um das große Betriebsspektrum der Maschine im Cheng-Cycle darzulegen. Die laufenden Kosten der GTA werden in Relation zum Anschaffungspreis mit 1,8 % für Ersatzteile und 2,1 % für Betrieb und Instandhaltung beziffert.

*Keller* [12] berichtet von der Inbetriebnahme eines Cheng-Cycle im Ernährungsgewerbe. Im Speziellen wird für die Herstellung von Mais-, Tortilla- und Kartoffelchips Sattedampf (SD) bei 28,6 bar (folglich 231 °C) benötigt. Die benötigte Dampfmenge variiert saisonal und produktionsbedingt zwischen 2,2 t/h und 25,0 t/h, während der elektrische Bedarf der Produktionsanlage bei 1000 kW bis 2500 kW angesiedelt wird. Bei der Auswahl des Energiekonzeptes erfolgte eine bewusste Entscheidung gegen eine GuD-Anlage aufgrund höherer Kapitalkosten durch DT, Kondensator und Kühlturm. Eine *Allison 501-KB* findet auch hier Anwendung. Die Turbinenschaufeln sind gekühlt ausgeführt. Die Turbinenein- und -austrittstemperatur wird bei variabler Dampfinkjektion mittels der Feuerung konstant gehalten. Die erwartete Lebensdauer der Maschine steigt aufgrund der ausbleibenden thermischen Schwankungen zwischen thermischem Teil- und Vollastbetrieb. Die mechanische Mehrbelastung aufgrund höherer Leistungsauskopplung wird dabei nicht berücksichtigt. Das Primat der Auslegung liegt im Cheng-Cycle mit ZF. Der Injektionsdampf wird über einen dem ZF vorgelagerten Überhitzer geleitet. Umbaumaßnahmen an der Turbine waren seitens der Lagerung und der Abtriebswelle erforderlich. Die Beschauung der ersten Leit- und Laufreihe der GT wurde beschichtet, was im Widerspruch zu der Aussage der verminderten thermischen Belastung aufgrund konstanter Eintrittstemperaturen in die GT steht. Damit wurde das Spektrum der potentiellen Maschinen deutlich erweitert. Große

aeroderivative GTA, wie die *LM2500* und *LM5000* von *GE*, wurden unter Lizenz als Steam-Injected-Gas-Turbine (STIG)-Cycle gebaut.

Der Unterschied zwischen Cheng-Cycle und STIG-Cycle wird in [53] dargelegt. Der primäre Unterschied liegt in dem Fokus des Cheng-Cycle auf kurze Startzeiten und höchster Effizienz und Leistung durch Dampfüberhitzung und Gleitdruckbetrieb des AHK. Die Regelung erfolgt über ein mehrdimensionales Kennfeld und bedarf neben Rechenleistung wenig Bedienpersonal. Der STIG-Cycle hingegen arbeitet mit konstantem Kesseldruck und konventioneller Regelung des AHK.

*Kayadelen* [54] ermittelt über eine Parametervariation des STIG-Prozesses, respektive der intercooled Steam-Injected-Gas-Turbine (ISTIG), den Leistungszugewinn und die Betriebskosten im Vergleich zum einfachen, offenen Gasturbinenprozess. Nebenbedingungen wie Emissionen und deren Folgekosten und Wasseraufbereitung finden Berücksichtigung. Die Berechnung basiert auf dem klassischen Cheng-Cycle zur Leistungssteigerung bei konstanter Turbineneintrittstemperatur. Die Effizienzsteigerung durch einen konstanten Leistungssollwert bei variabler Dampf-injektion wird in die Kalkulation involviert. Die veranschlagten Kosten für Deionat von 2 \$/t sind gegenüber der Betriebserfahrungen am ZET der TU Dresden sehr niedrig. Der Anlagenbetrieb geht von reinem *Full-STIG* aus, sprich 100 % des im AHK erzeugten Dampfes wird in die Turbine injiziert. Die maximale Injektionsmenge wird mit 5 % des Verdichter-massestromes festgelegt. Durch die Dampf-injektion erreicht die Modellierung eine NO<sub>x</sub>-Emissionsminderung gegenüber dem offenen GT-Prozess von bis zu 65 % (STIG), respektive 92 % (ISTIG). Die Autoren schlagen den STIG-Prozess als geeignete Maßnahme für Retrofitting vor, um die GT im offenen Prozess rentabler und ökologisch optimiert betreiben zu können.

*Steinjan* [56] legt in seiner Arbeit über die GiD-Versuchsanlage der TU Dresden dar, dass durch die Dampf-injektion von rund 10 % des Verdichter-massestromes bei konstanter Elektroenergieauskopplung eine Erhöhung des Bruttoanlagenwirkungsgrades von bis zu 2 %-Punkte möglich ist. Bei Überhitzung des Injektionsdampfes kann dieser Wert um nochmals 0,8 %-Punkte erhöht werden. Mittels einer strömungsseitig hinter dem Abgasdiffusor installierten Matrix aus Thermo-elementen legt *Steinjan* eine umfassende Analyse und Kartierung der Abgastemperaturverteilung und des Patternfaktors der GTA vor. Die Dampf-injektion wirkt sich hierbei kaum auf die messbare Temperaturspreizung und die Ungleichförmigkeit der Heißgasströmen aus. Die Temperaturspitzen zeigen deutliche Sensitivität gegenüber Leistungs- oder Injektionsmengenänderungen. Die Rückkondensationseinrichtung der Versuchsanlage wird dargelegt und die Ausbeute in der Rückgewinnung des Injektionsdampfes quantitativ ausgewertet. Bis zu 80 % können rückkondensiert werden. Die Qualität des Rückkondensates ermöglicht eine Wiedereinbringung in die Wasseraufbereitung der Versuchsanlage und damit eine Kreislauffahrweise. Mittels stationärer, thermodynamischer Modelle erarbeitet *Steinjan* Kennfelder für die betrachtete GTA und ermöglicht damit Analysen von nicht messbaren Anlagenparametern. Es werden extrapolierend Betrachtungen zu dem Einfluss eines verstellbaren Vorleitgitters für den Injektionsbetrieb vorgenommen. Durch Schließen dessen und damit einhergehender Reduktion des Verdichter-massestromes kann der theoretische Bruttoanlagenwirkungsgrad um etwa 1 %-Punkt erhöht werden.

## 3 Zielstellung und Methodik

### 3.1 Zielstellung

Ziel dieser Arbeit ist die Darlegung des Nutzens des GiD-Prozesses als industrielle KWK-Anlage und zum Nachweis der hierbei geforderten Lastflexibilität.

Der GiD-Prozess an sich ist Gegenstand vieler Publikationen, dennoch wird nicht hinreichend auf dessen Systemdynamik und Regelungssystematik fokussiert. Daher werden in der vorliegenden Arbeit folgende Fragestellungen beantwortet:

- Welche, auf die Stromkennzahl bezogenen, Betriebsspektren resultieren durch die Nutzung des GiD-Prozesses?
- Welche Regelungslogik bietet sich für eine industrielle GiD-Anlage zur parallelen Deckung des volatilen Strom- und Dampfbedarfes an?
- Welche thermischen Lastgradienten sind mittels Dampf-injektion abdeckbar?
- Welche thermischen und mechanischen Einflüsse auf den Heißgaspfad der GT sind durch volatile Dampf-injektion zu erwarten?
- Welcher Brennstoffausnutzungsgrad ist erreichbar?
- Welchen Effekt hat die Positionierung der Dampf-injektion auf die Performance und den Betriebsbereich einer GT?

Die Rückkondensation als elementarer Bestandteil einer GiD-Anlage wird zum weiteren Erkenntnisgewinn auf diesem Gebiet betrachtet. Dafür werden durch Versuche am ZET der TU Dresden Antworten auf folgende Fragestellungen geliefert:

- In welcher Quantität liegt das generierte Rückkondensat vor?
- Welche transienten Effekte treten bei dynamischer Fahrweise mit Rückkondensation auf?
- Welche Qualität des Rückkondensates ist zu erwarten?
- Wie kann die Einbindung des Rückkondensates in das Speisewasser erfolgen?
- Gibt es Alternativen zu der im ZET genutzten Umkehrosmose als Frischwasseraufbereitung?

## 3.2 Methodik

Für die Beantwortung des aufgeführten Fragenkataloges werden Versuche am ZET der TU Dresden durchgeführt und stationäre, wie transiente, thermodynamische Simulationen genutzt. Für die Versuche steht mit dem Versuchskraftwerk am ZET eine vollwertige GiD-Anlage ohne Versorgungszwang und -restriktionen zur Verfügung. Diese verfügt über eine unikale Rückkondensationseinrichtung am kalten Ende des Kessels um für die Dampfinkjektion eingesetztes Wasser zu kondensieren und dem Speisewasser erneut zuführen zu können.

Das Vorgehen erfolgt Stufenweise:

- Versuchsfahrten mit der Anlage am ZET
- Stationäre und transiente Systemmodellierung
- Gegenüberstellung von Versuchsergebnissen und Simulationen zur Qualifikation der Modelle
- Extrapolierte Betrachtung des Systemverhaltens über die thermodynamischen Modelle

## 4 Experimentelle Untersuchungen zum GiD-Prozess mit Wasserrückgewinnung

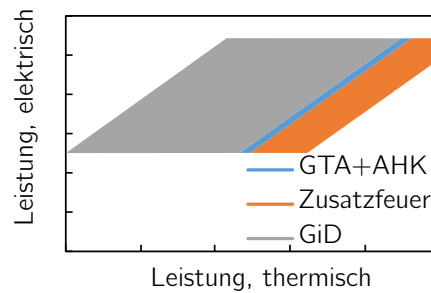
### 4.1 Charakteristik des GiD-Prozesses

Basierend auf dem Cheng-Cycle, dessen Primat auf maximaler elektrischer Leistungsauskopplung und/oder höchstem elektrischen Wirkungsgrad liegt [55], dient der GiD-Prozess zur Verstärkung der verfügbaren elektrischen wie thermischen Leistung. Damit dient er der Flexibilisierung der KWK. Herzstück dieser Anlagen ist eine konventionelle GTA mit nachgeschaltetem AHK. Im Unterschied zu einer GuD-Anlage findet die Regelung des Dampfnetzes nicht über eine DT statt, sondern als interne Wärmeverschiebung mittels einer Injektion des Frischdampfes, sog. PLUS-Dampf, in den Heißgaspfad zwischen Brennkammer (BK) und GT der GTA. Gegenüber einer KWK-Anlage basierend auf einer GTA mit AHK ist durch die variable Dampf-injektion eine wärmegeführte Fahrweise ohne forcierte Lastpunktänderung der GTA bei reduzierter Wärmeabnahme möglich, vgl. Abb. 4.1.

Im Vergleich zum ursprünglichen Cheng-Cycle wird ohne ZF und nicht zwingend mit Dampf-überhitzung gearbeitet. Aufgrund der Dampf-injektion nach der Brennkammer ist die Leistung der GTA nicht derart steigerbar, wie in vergleichbaren Prozessen mit Injektion davor. Dies liegt an der maximal möglichen Feuerung und damit der höchsten tolerierbaren Temperatur  $T_{\text{Iso}}$  in der Brennkammer. Im Gegenzug bietet sich aber die Injektionsfahrweise auch bei niedrigem elektrischem Lastpunkt an, da durch den Dampf keine Einflussnahme auf den Verbrennungsprozess stattfindet. Durch Injektion vor der Brennkammer steigen bei reduzierter Feuerung in Teillastfahrweise die CO-Emissionen an und bringen die Anlage an Betriebspunkte mit unzulässig hohen Emissionswerten. Der Dampferzeuger wird als Großwasserraumkessel ausgeführt.

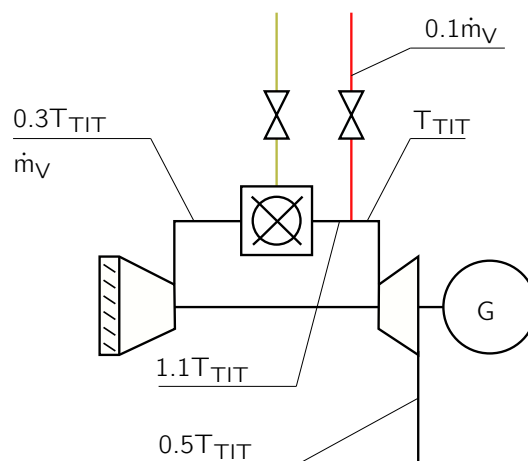
Das Gas-Dampf-Gemisch, stromabwärts der Injektion in die GTA (vgl. Abb. 4.2), besitzt eine höhere spezifische Wärmekapazität als reines Heißgas. Durch diesen Umstand und den erhöhten Massenstrom über die Turbine steigt die mechanische Leistung letzterer mit zunehmender Injektion trotz sinkender TIT. Gleichzeitig findet eine Lastpunktänderung des Verdichters statt. Das Druckverhältnis steigt.

Durch die halboffene Prozessstruktur findet eine Mischung des Wasser-Dampf-Kreislaufes mit dem Abgas statt. Ohne zusätzliche Aggregate würde der injizierte Dampf daher über den Kamin in die Umwelt entlassen werden. Durch gezielte Abkühlung des Abgases auf Temperaturen unterhalb des Taupunktes können der injizierte Dampf und – je nach Betriebsmodus und



**Abbildung 4.1:** Qualitatives PQ-Diagramm einer GTA mit AHK zur Darstellung der Betriebsbereiche der Anlagenkonzepte als GiD-Anlage mit verschiedenen PLUS-Dampf-Mengen und Kesselanlage mit Zusatzfeuer

Umgebungsbedingungen – sogar Teile des durch die Verbrennung entstehenden Wasserdampfes zurückgewonnen werden. Die Rückkühlung erfolgt mittels Kühlaggregaten oder aber als zusätzliche Wärmeauskopplung aus dem AHK beispielsweise durch Wärmepumpen oder niedertemperaturgetriebene Kreisprozesse.

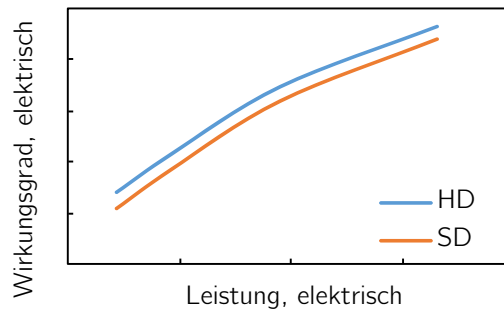


**Abbildung 4.2:** Dampfinjektion in den Heißgaspfad nach der Brennkammer einer Gasturbine am Beispiel der PLUS-Dampf-Injektion in die Gasturbine des ZET

Bei Betrachtung verschiedener Dampfparameter für die PLUS-Dampfinjektion fällt die Reduktion des elektrischen Wirkungsgrades bei Sattedampf- gegenüber Heißdampf-Injektion auf, vgl. Abb. 4.3. Da die Enthalpiedifferenz zwischen Turbinenein- und -austritt bei gleicher elektrischer Leistung, gleichen Ansaugbedingungen und Druckverhältnis konstant bleiben muss, ist eine erhöhte Feuerungswärmeleistung notwendig, um bei SD-Injektion eine der HD-Injektion adäquate elektrische Leistung zu generieren. Die thermodynamische Wertigkeit des Injektionsdampfes hat also direkten Einfluss auf den Anlagenwirkungsgrad. Der kältere SD erfordert mehr Feuerungswärme als der überhitzte HD. Somit ist ein möglichst hohes Temperaturniveau des Injektionsdampfes anzustreben, soweit es der nachgeschaltete Prozess gestattet, respektive



benötigt.



**Abbildung 4.3:** Qualitativer Vergleich des elektrischen Wirkungsgrades einer GiD-Anlage bei verschiedenen Dampfparametern

Eine Parametervariation [39] bestätigt eine Einordnung des STIG-Prozess im unteren bis mittleren Leistungssegment bis 50 MW. Dabei sind zwar Einbußen seitens des Brennstoffausnutzungsgrades (etwa 10 %-Punkte) hinzunehmen, welche jedoch durch einen teils deutlich erweiterten Betriebsbereich kompensiert werden. Dies betrifft insbesondere die aeroderivativen Maschinen, welche mit Dampfinjektion bis zu (etwa 17 %-Punkte) mehr Arbeit, bezogen auf den Verdichtermassestrom verrichten können, als dieselben Maschinen in GuD.

## 4.2 Prozessarchitektur und -steuerung

Wie bereits in Abb. 2.7 dargelegt fungiert die GTA im GiD-Prozess parallel als Erzeugungseinheit und Dampfsenke.

### 4.2.1 Steuerung

In einem industriellen Prozess liegt der Fokus auf einer störungsfreien und durch die Energiebereitstellung möglichst nicht durch Restriktionen beaufschlagten Produktion. Daher muss die Gasturbinenanlage weitestgehend eigenständig arbeiten und schnell auf Lastpunktänderungen reagieren können. Die Regelung der Gasturbine erfolgt klassisch mittels Leistungs- oder Abgastemperaturregler, vgl. Abb. 4.4. Die Lastpunktdefinition der GTA liegt bei dem Leistungsregler, welcher abhängig vom Betriebspunkt der Maschine auf die Abgastemperatur oder den Leistungssollwert regelt [41]. Im Spitzenlastbereich hat der Abgastemperaturregler das Primat um eine Schädigung der Turbine durch Überfeuerung zu vermeiden. Im Teillastbereich wird auf die Leistung geregelt.

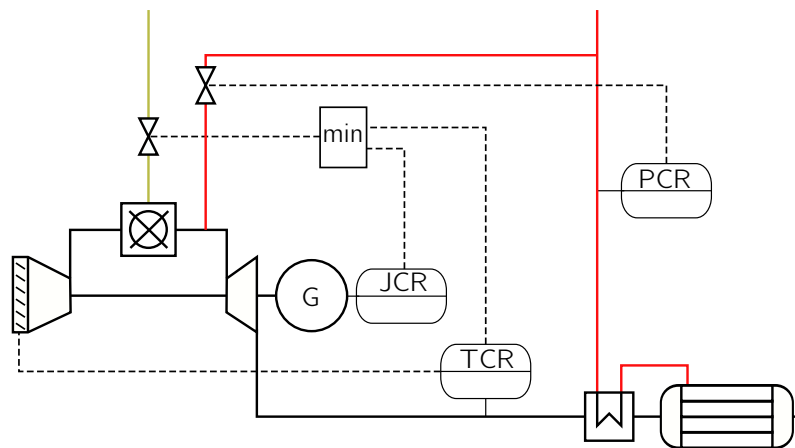
Die Abgastemperaturregelung findet parallel dazu im Teillastbereich über das VSV statt. Damit können über einen möglichst weiten Betriebsbereich konstante Abgastemperaturen und damit, bei gewünschter Dampfüberhitzung im Kessel, gleichbleibende Dampfparameter gewährleistet

werden. Die VSV kompensieren hierbei neben elektrischem Teillastbetrieb auch variable Dampf-injektion in die GTA.

Im Gegensatz zum ursprünglichen Cheng-Cycle [55] findet im GiD-Prozess bei Dampf-injektion keine erhöhte Feuerung statt, sondern tatsächlich eine injektionsabhängige Reduktion der Feuerungswärmeleistung. Damit ist ein konstanter oder sogar verminderter Leistungssollwert erreichbar. Der brennstoffbezogene, elektrische Wirkungsgrad erhöht sich dabei um mehrere Prozentpunkte [56] [57].

Die Netzdruckhaltung des Dampfnetzes und des Kessels erfolgt über die variable Dampf-injektion in die GTA vergleichbar mit der Methode nach Cheng [58]. Aufgrund der Injektion in den Heißgaspfad und damit einhergehender Abkühlung des Turbinenabgases findet bei variabler PLUS-Dampf-Injektion eine direkte Einflussnahme auf die der GTA nachgeschalteten Aggregate statt. Sofern keine VSV vorhanden sind, kann es bei Kesseln mit Überhitzer zu Reduktion der Frischdampf-temperatur kommen. Dies kann anwendungsspezifisch problematisch sein und durch Maschinen mit VSV oder ZF kompensiert werden.

Die Regelung der Dampf-injektion findet parallel zum Leistungsregler der GTA statt. Dadurch ist eine – in Grenzen – freie Lastpunktwahl möglich. Das Betriebsspektrum wird in Spitzenlast von der Dimensionierung der Aggregate und in Teillast durch die maximale Dampf-injektion, respektive der minimalen elektrischen Leistungsauskopplung begrenzt. Die PLUS-Regelung kann über das Prozessleitsystem (PLS) der Kraftwerksanlage erfolgen. Lediglich eine Schnittstelle zur Sollwertübergabe des Injektionsmassesstromes an die GT-Steuerung ist notwendig. Die Regelung der Injektion erfolgt über letztere.



**Abbildung 4.4:** Vereinfachtes Regelungsschema einer GiD-Anlage mit PLUS-Regelung

#### 4.2.2 Sicherheitsaspekte

Bei Dampfinjektion muss für einen störungsfreien Betrieb einer GiD-Anlage die Sicherung des Dampfsystems gegen unerwünschten Tröpfchenschlag in der Turbine und unkontrollierten Wassereinbruch gewährleistet sein. Auch Kondensatbildung bei häufigem An- und Abfahren der Maschine oder des Dampfsystems darf nicht zu Wasseransammlung in den Zu- und Ausblaseleitungen des DeNOx- und PLUS-Dampfes führen.

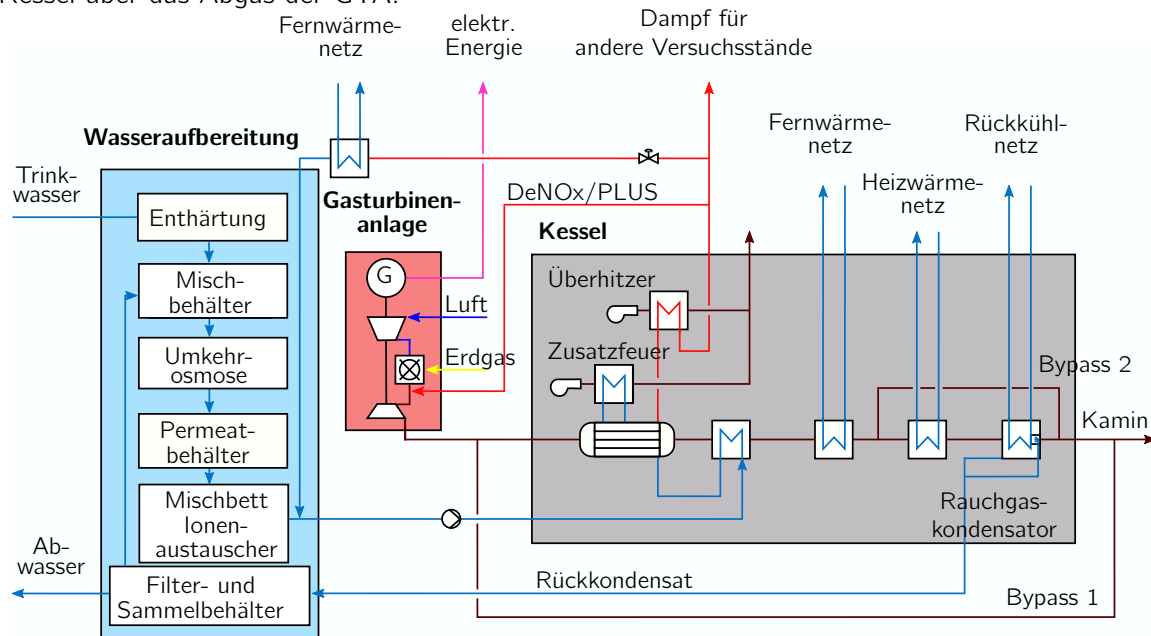
Eine weitere bedeutende Rolle für einen störungsfreien Betrieb spielt die Sicherstellung, dass keine Festkörper in den Heißgaspfad injiziert werden. Cheng-Cycle-Anlagen blasen im Anfahrbetrieb für 30 s über den tiefsten Punkt des Dampfüberhitzers ab, um das Mitreißen von Feststoffen, welche nicht über die Abschlammung aus dem Kessel geleitet wurden, zu verhindern [48]. Dabei wird jedoch keine Rücksicht auf Kondensat genommen, welches sich in der Leitung vom Überhitzer bis zur Injektion befinden kann. Durch die Anfahrmethode des Cheng-Cycle kann die Kondensatansammlung jedoch vermindert werden. Dabei wird im Anfahrzustand des Kessels über die Dampfinjektionslanzen, entgegen der eigentlichen Dampfflussrichtung, Verdichterluft in den Dampferzeuger geleitet. Damit wird der Kessel auf Druck gebracht und vermutlich der Großteil des Kondensates verdampft [53]. Diese Fahrweise ermöglicht zwar ein beschleunigtes Anfahren, jedoch sei auf die Risiken hinsichtlich Oxidation der Kesselkomponente durch Sauerstoffeinbringung in den Wasser-Dampf-Kreislauf hingewiesen.

Gegenüber eines klassischen Cheng-Cycles kann im GiD-Prozess das Mitreißen von Feststoffen in die GTA über den FD als physikalisch kaum möglich erklärt werden. Dies ist mit dem Design des Verdampfers zu begründen. Im Cheng-Cycle findet ein Wasserrohrkessel Anwendung, welcher gerade bei GTA-Anwendung häufig als Zwangsdurchlaufkessel ohne Trommel ausgeführt wird. Dabei können mitgerissene Feststoffe bis in den Überhitzer gelangen. Im Gegensatz dazu wird im GiD-Prozess mit einem Großwasserraumkessel gearbeitet, welcher naturgemäß eine klare Trennung von flüssiger und gasförmiger Phase besitzt. Durch das Abführen des FD über den Kesseldom ist damit die Feststoffmitnahme über den Dampf ausgeschlossen.

### 4.3 Versuchskraftwerk am Zentrum für Energietechnik der TU Dresden

Das Versuchskraftwerk am ZET dient zur experimentellen Untersuchung des halboffenen GiD-Prozesses. Mit dem Abgas der GiD-Versuchsanlage (vgl. Abb. 4.5) wird im AHK SD bei 23 bar (etwa 220 °C) erzeugt, der bei Bedarf bis 320 °C zu HD überhitzt werden kann. Als weitere Option steht ein Zusatzbrenner zur Verfügung, der weitere externe Wärmequellen simuliert und für Zusatzdampf bei hohen Injektionsmengen oder großem Bedarf der Abnehmer (Gasturbine, Versuchsfelder und Fernwärme) sorgt. Der erzeugte Frischdampf (SD oder HD) kann als DeNOx- und PLUS-Dampf in die GTA injiziert werden [57]. Die Injektion des PLUS-Dampfes erfolgt in Strömungsrichtung hinter der Brennkammer. In der letzten Stufe des AHK besteht die

Möglichkeit, zuvor in die GTA injiziertes Wasser aus dem Rauchgas auszukondensieren und somit für den Kreislauf zurückzugewinnen. Daher ist der Abgastrakt nach dem Kondensationsregister aus Edelstahl gefertigt, um Korrosion durch das feuchte Gas zu verhindern. Ein Bypass über den AHK dient für Anfahrprozesse, reinen GTA-Betrieb oder reduzierten Wärmeeintrag in den Kessel über das Abgas der GTA.



**Abbildung 4.5:** Fließschema des Versuchskraftwerks am ZET der TU Dresden

### 4.3.1 Gasturbinenparameter

Bei der GTA handelt es sich um eine *Kawasaki M1A-GPB06PLUS*, eine Einwellenanlage mit zwei-stufigem Radialverdichter und dreistufiger Axialturbine, vgl. Tab. 4.1.

Die Frischluftansaugung erfolgt über das Dach des ZET. Es werden drei Filterstufen mit einem Gesamtdruckverlust zwischen 1 bis 1,5 mbar passiert (Versuchsperioden 2015/2016). Die erste Stufe dient direkt an der Ansaugung zusammen mit einem metallischen Gitter für eine Grobfiltration und Tropfenabscheidung über eine Coalescer-Filter der Güteklasse G2 [59]. Bei den beiden weiteren Filtern handelt es sich um Taschenfilter der Klassen G4 (Stufe 2) und F7 (Stufe 3), wobei letztere nur für die Ansaugluft des Verdichters genutzt werden. Die Filtration erfolgt mit den Feinfiltern bei einem Wirkungsgrad  $>99,97\%$  bis zu Partikeln der Größe  $0,3\mu\text{m}$ . Nach Herstellerangaben ist ein Druckverlust über die gesamte Ansaugung von bis zu 15 mbar (Abschaltung bei 17 mbar) tolerierbar [59]. Über die Versuchsperioden 2016/2017 und 2017/2018 wurden Druckverluste über die gesamte Ansaugung von maximal 4 mbar erreicht.

Für die Kühlung des GTA-Housings genügt die Filterung der Stufe 2. Es werden etwa 68 kW Kühlleistung hierfür benötigt.

Den Feinfiltern der letzten Stufe in der Verdichteransaugung nachgeschaltet ist ein VSV. Entgegen der konventionellen Leitschaufelverstellung axialer Maschinen besteht das VSV im ZET aus einer Reihe von vier einfachen, geraden Schaufelprofilen im rechteckigen Strömungskanal (330 mm x 500 mm) der Ansaugung. Mittels eines Stellmotors können die Profile gegen die Strömungsrichtung verdreht werden und generieren durch den verengten Strömungskanal einen erhöhten Druckverlust. Die VSV können – entgegen der bis 2017 geltenden Restriktionen seitens des Herstellers – von ihrer Grundstellung  $0^\circ$  bis  $80^\circ$  verdreht werden. Der Grenzwert von 5,6 mbar als maximaler Druckverlust über die VSV [56] ist für die weitere Arbeit obsolet.

Der Verdichter besteht aus zwei Radialstufen mit je einem Druckverhältnis  $\pi$  von etwa drei.

Die Feuerung findet über eine exzentrisch montierte, einzelne Silobrennkammer mit einem zentralen Diffusionsbrenner statt. Die Injektion des DeNox-Dampfes erfolgt parallel zur Gaszuführung in die Flamme. Die Brennkammer ist gegenüber des originalen Designs modifiziert und besitzt einen verlängerten Inliner und ein, das Gehäuse verlängerndes Überleitstück. Dieses ist zwischen Turbinenaußengehäuse und Brennkammeraußengehäuse geflanscht und beinhaltet die Anschlüsse für die PLUS-Dampfinjektion. Die Dampfinjektion erfolgt in Strömungsrichtung nach der Brennkammer über vier im Kreuz angeordnete Lanzen, vgl. Abb. 4.6. Durch die exzentrische Position findet eine Durchmischung des Dampf-Luft-Gemisches über eine den Turbinenteil umgebende Ringkammer statt.

Alle Turbinenstufen sind ungekühlt. Sämtliche Schaufelreihen sind unbeschichtet.

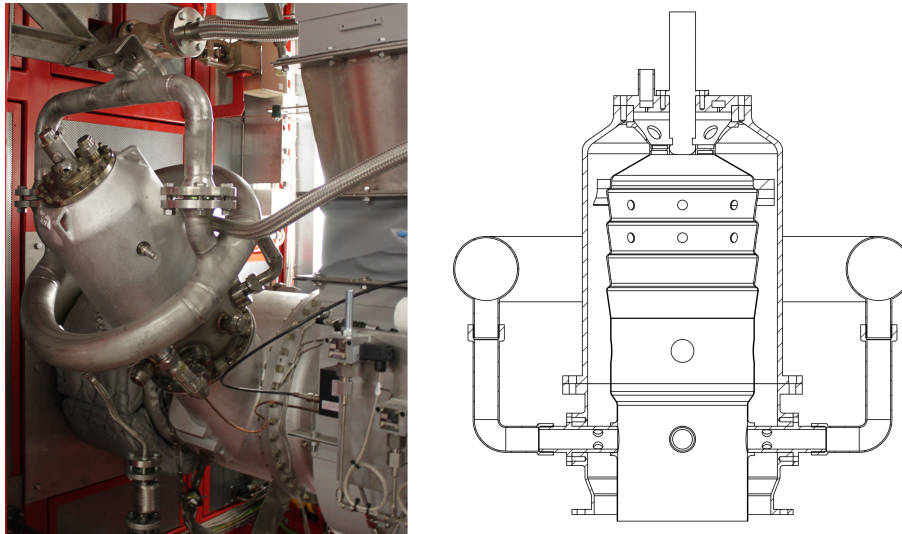
Die Auslegungswerte nach Herstellerangaben sind Tab. 4.1 zu entnehmen. Es werden hohe Anforderungen an die Reinheit des Injektionsdampfes gestellt, vgl. Tab 4.3.

**Tabelle 4.1:** Herstellerdaten der GPB06PLUS im Auslegungspunkt nach [60]

Bezeichnung	Zeichen	Einheit	Wert
elektrische Leistung	$P_{el}$	kW	650
Druckverhältnis	$\pi$	–	9
Turbineneintrittstemperatur	$\theta_{inlet}$	$^\circ\text{C}$	910
Turbinenaustrittstemperatur	$\theta_{outlet}$	$^\circ\text{C}$	480
Verdichtermassestrom	$\dot{m}_V$	kg/h	5
DeNOx-Dampfinjektion	$\dot{m}_{DeNOx}$	t/h	0.3
PLUS-Dampfinjektion	$\dot{m}_{PLUS}$	t/h	$\leq 1.7$
Nenn Drehzahl (Turbine)	$N_{T,nenn}$	$\text{min}^{-1}$	31500

#### 4.3.2 Kesselparameter

Das Abgas der GT wird über zwei  $90^\circ$ -Umlenkungen zum AHK geleitet. Es besteht mittels Abgasklappen die Möglichkeit, den Kessel über einen Bypass zu umfahren. Dies ermöglicht die Option, den Kesseldruck mittels variabler Bypassklappenstellung zu regeln.



**Abbildung 4.6:** Brennkammer der GPB06PLUS [56]

Der Eindruck-AHK der Firma *Keim Kesselbau* ist ein Großwasserraumkessel mit externem, erdgasgefeuerten Überhitzer. Zusätzlich verfügt er über einen parallelen Flammrohrkessel mit Erdgasfeuerung, um externe Wärmequellen simulieren zu können. Durch Naturumlauf findet im GT-Betrieb eine Durchmischung der beiden übereinander positionierten Kessel statt. Im reinen Brennerbetrieb (*Warmhaltebetrieb*) findet eine Umwälzung des Kesselwassers über eine Kreislumppe statt. Mittels eines ECO erfolgt die Vorwärmung des Speisewassers. Der ECO erlaubt bereits eine teilweise Verdampfung des Speisewassers, da baulich bedingt keine stehende Dampfblase entstehen und der Dampf ungehindert in den Verdampfer strömen kann.

Neben der Dampferzeugung wird Warmwasser auf den Temperaturniveaus 140 °C, sog. *Heißwasser* bei 12,5 bar und 85 °C, sog. *Heizwasser* bei 9 bar bereitgestellt. Ersteres wird über zwei getrennte, in Reihe geschaltete Wärmeregister erwärmt und dient der Bereitstellung von Wärme für das örtliche Fernwärmenetz.

Der Warmwassererzeugung nachgeschaltet ist ein Kühlregister. Dieses dient der Abkühlung des Abgases unterhalb die Kondensationstemperatur. Das Kühlwasser wird über Kaltwassersätze am Dach des ZET bereitgestellt. Das entstehende sog. *Rückkondensat* wird in einer Auffangwanne gesammelt und läuft selbständig in den Rückkondensattank, welcher eine Ebene unterhalb des AHK positioniert ist, ab. Durch das Kesseldesign, welches eine 180°-Umlenkung des Abgases nach der Kondensation vorsieht, kann das Mitreißen von Wassertropfen vernachlässigt werden.

Aufgrund des komplexen Kesseldesigns mit verschiedenen Bypassoptionen des Rauchgases und damit einhergehenden Leckagemasseströmen sind betriebspunktabhängige, reduzierte Rückkondensationsquoten an der Versuchsanlage zu beobachten [57].

Bei allen Wärmeregistern handelt es sich um Rohrbündelwärmeübertrager im Kreuzgegenstrom mit Rippenrohren.

Die Auslegungswerte nach Herstellerangaben sind Tab. 4.2 zu entnehmen.

**Tabelle 4.2:** Herstellerdaten des Abhitzekessel nach [60]

Bezeichnung	Zeichen	Einheit	Wert
Frischdampfdruck	$p_{FD}$	bar(a)	23
Frischdampf Temperatur	$\theta_{FD}$	°C	220-340
Fernwärmeauskopplung	$\theta_{FW}$	°C	85/130
Heizwärmeauskopplung	$\theta_{HW}$	°C	60/80
Zusatzfeuer	$Q_{ZF}$	kW	800
Überhitzer	$Q_{UeH}$	kW	180

### 4.3.3 Wasseraufbereitung

Die Wasseraufbereitung des Versuchskraftwerkes erfolgt konventionell über mehrere Schritte. Das Trinkwasser wird in einem ersten Schritt über zwei im Batchbetrieb arbeitenden Kationen-Austauscher enthärtet. Die Regeneration des Ionenaustauscherharzes erfolgt automatisch mittels einer NaCl-Lösung. Mit Hilfe eines Kerzenfilters werden anschließend Partikel bis 5  $\mu\text{m}$  zurückgehalten.

Im darauf folgenden Schritt wird das enthärtete Trinkwasser mit dem Rückkondensat aus dem AHK in einen Mischbehälter zusammengeführt. Das aus dem Rauchgas gewonnene Rückkondensat wird somit erneut der Wasseraufbereitung der Versuchsanlage zugeführt. Um die Einbringung von Ölrückständen (z. B. aufgrund defekter Kapselung der Lagerung der GTA) in den Wasserkreislauf zu unterbinden, besitzt der Rückkondensatbehälter einen Ölabscheidefilter. Bei Kontakt mit Öl setzt sich dieser zu und blockiert die Zuleitung von Rückkondensat in den Rückkondensatbehälter. Das weiterhin entstehende Rückkondensat wird verworfen. Vor der Einleitung in den Mischbehälter findet ebenfalls eine Partikelabscheidung bis 5  $\mu\text{m}$  in einem Kerzenfilter statt.

Das Gemisch wird im nächsten Schritt über eine zweistufige Umkehrosmose geleitet. Es handelt sich um eine Dünnschicht-Komposit-Membran, welche als Wickelmodul ausgeführt ist und einen Nennvolumenstrom von 4  $\text{m}^3/\text{h}$  besitzt. Dadurch werden gelöste Salze und Bakterien zu 99 % garantiert zurückgehalten. Etwa 31 % des Wassers werden als Konzentrat bei der Umkehrosmose verworfen [61].

Das entstandene Permeat wird anschließend in den Permeatbehälter geleitet. Der Behälter dient mit einem Fassungsvermögen von 5  $\text{m}^3$  als Puffertank.

Über zwei in Reihe geschaltete Mischbettionenaustauscher werden durch saure und basische Ionenaustauscherharze unerwünschte Ionen aus dem Permeat entfernt um die finale Leitfähigkeit des Permeats zu erreichen. Die Regeneration der Ionenaustauscherharze erfolgt extern über einen

Dienstleister. Um Mitreißen der Harze in den folgenden Speisewasserbehälter zu verhindern, findet erneut eine Filtration über Filterkerzen bis 5 µm statt. Zur Verhinderung von Stagnation oder Austrocknung der Harze existiert eine Ringleitung zum Permeatbehälter.

Das Permeat wird im Speisewasserbehälter mittels SD thermisch entgast.

Die Fahrweise des Versuchskraftwerkes ist basisch, der Sollwert des Speisewassers liegt bei pH 10 bis 11. Die Konditionierung erfolgt mit Hilfe von Lithiumhydroxid (LiOH) und Ammoniumhydroxid (NH<sub>4</sub>OH).

#### 4.3.4 Anforderungen an Qualität des Deionats

Im Vergleich zur ersten kommerziellen Anlage im Cheng-Cycle, welche lediglich Anforderungen an TDS und Carbonat-Härte stellte [49], sind bei der GTA im ZET der TU Dresden deutlich mehr Grenzwerte einzuhalten, vgl. Tab. 4.3. Gegenüber der Forschungsanlage an der TU München hingegen sind die Grenzwerte für den Dampf zwar auch im Bezug auf mehr Größen sicherzustellen, jedoch auf geringerem Qualitätsniveau.

**Tabelle 4.3:** Anforderungen an die Dampfqualität der *Kawasaki M1A-GPB06* [59] im Vergleich zur *Allison 501-KB5* [49] und zur *Allison 501-KH5* der TU München [62]

Marker	Einheit	M1A-GPB06	501-KB5	501-KH5
pH-Wert	–	6,5-7,5	–	–
Leitfähigkeit	µS/cm	≤ 1,0	–	–
TDS	mg/l	≤ 2,0	≤ 40	≤ 0,05
lösliche Stoffe	mg/l	≤ 0,5	–	–
Partikelgröße	µm	≤ 10	–	–
Calcium, Ca	mg/l	≤ 0,5	–	–
Silica, SiO <sub>2</sub>	mg/l	≤ 0,1	–	≤ 0,01
Chloridsalze	mg/l	≤ 0,1	–	–
Natrium, Na				–
Kalium, K	mg/l	≤ 0,15	–	–
Vanadium, V				–
Schwefelsalze	mg/l	≤ 0,5	–	–
Härte	mmol/l	≤ 0,2	≤ 0,05	–
Eisen & Mangan	mg/l	–	–	≤ 0,01

Der Vordruck des Dampfes kann im Bereich von 22 bar(ü) bis 27 bar(ü) liegen während der minimale Dampfmassenanteil  $\times 0,97$  nicht unterschreiten darf. Das Druckniveau sollte jedoch nicht zu strikt als Sicherheitskriterium geltend gemacht werden, da aus der einfachen Physik der Maschine heraus eine Injektion mit geringeren Vordrücken lediglich den Effekt einer verminderten Einstromung hervorruft. Seitens des Dampfmassenanteils sei auch darauf hingewiesen, dass mit Injektion von Dampf höheren Druckes eine Überhitzung, alleine durch die Entspannung auf das Druckniveau des Brennkammerraumes stattfindet, vgl. Abb. 4.8.



## Einbindung des Rückkondensates in den Prozess

Das aus dem Rückkondensatregister des AHK gewonnene Rückkondensat wird in einer Auffangwanne im Abgaspfad gesammelt und durch den geodätischen Höhenunterschied zwischen Rückkondensatwanne und -behälter automatisch abgeleitet. Die praktizierte Mischung von Rückkondensat mit dem nachgespeisten Trinkwasser findet in einem Mischbehälter nach der Enthärtung des letzteren, sprich mit Weichwasser statt. Die Mischung wird anschließend über die restliche Wasseraufbereitung geleitet. Die Ergebnisse der Versuchsperioden 2015/16, respektive 2016/17 zeigen, dass die Qualität des Rückkondensates - unabhängig vom Betriebspunkt der Anlage - für eine direkte Wiedereinbindung in das Deionat der Versuchsanlage nicht geeignet ist. Es weist jedoch, durch bessere Qualitätsmerkmale als das Trinkwasser am Standort eine gute Ausgangsqualität für eine erneute Aufbereitung auf. Im industriellen Sektor mit Nachfrage nach bspw. enthärtetem Wasser wäre die Verwendung von Rückkondensat anstelle von zusätzlich aufbereitetem Trinkwasser eine Option.

## Wiederaufbereitung des Rückkondensates

Das Rückkondensat wird hinsichtlich verschiedener Qualitätskriterien untersucht. Relevant sind gelöster organischer Kohlenstoff (*dissolved organic carbon*) (DOC), die Leitfähigkeit, der pH-Wert und weitere Kriterien, vgl. Tab. 4.4. Der Gehalt an Nitratstickstoff ( $\text{NO}_3^- - \text{N}$ ), Nitritstickstoff ( $\text{NO}_2^- - \text{N}$ ) und DOC kann auf den Kontakt des Dampfes mit dem Rauchgas zurückgeführt werden. Mit Fokus auf die Anforderungen an das Deionat für die Injektion nach Tab. 4.3 erreicht das Rückkondensat bereits sehr gute Standards.

**Tabelle 4.4:** Vergleichende Betrachtung der mittleren Trinkwasser- und Rückkondensatqualität im Versuchszeitraum 2015/16 und 2016/17 [61]

Marker	Einheit	Trinkwasser	Rückkondensat
pH-Wert	–	7,69	3,59
DOC	mg/l	2,38	2,0
Leitfähigkeit	$\mu\text{S}/\text{cm}$	239,25	107,31
Calcium, Ca	mg/l	31,46	<0,1
Chlor, $\text{Cl}^-$	mg/l	10,24	0,5
Natrium, Na	mg/l	6,77	0,02
Kalium, K	mg/l	1,5	0,01
$\text{SO}_4^{2-}$	mg/l	27,82	0,78
$\text{NO}_3^- - \text{N}$	mg/l	3,02	2,58
$\text{NO}_2^- - \text{N}$	mg/l	<0,05	0,31

#### 4.3.5 Datenerfassung

Das Kraftwerk wird zentral über eine Messkabine gesteuert und überwacht. Das anwendungstypische Supervisory Control and Data Acquisition (SCADA)-Prozessvisualisierungssystem *WinCC* wird als Schnittstelle zu dem *Simatic PCS 7* PLS genutzt.

Neben der konventionellen Datenvisualisierung und -ablage findet mittels der *Databridge* eine Übertragung relevanter Messwerte in die zentrale Datenbank *Data* statt. Die Messdaten aus dem Versuchskraftwerk sind damit auch außerhalb der Versuchsanlage und deren Hardware abrufbar.

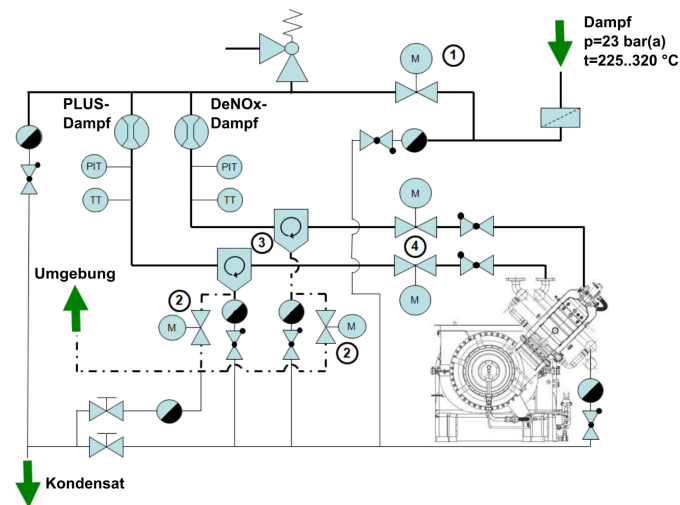
#### 4.3.6 Sicherheitsinfrastruktur am ZET

Die bewährte Dampfregelstrecke der GTA im ZET besteht aus einem zentralen Hauptregelventil (1) und je einem direkt vor der Injektion positionierten Regelventil in der DeNOx- und PLUS-Dampfleitung (4), vgl. Abb. 4.7. Beide Dampfstrecken verfügen für die Kondensatabscheidung über je einen koaleszenten Fliehkraftabscheider (3) mit einem Gesamtabscheidegrad von mindestens 99,5 % [63]. Rückschlagklappen in den Dampfleitungen direkt vor der Injektion sollen bei Stillstand des Dampfsystems unkontrolliertes Abblasen des Verdichters verhindern. An den tiefsten Stellen des Dampfsystems (PLUS-Dampf-Ring um Brennkammer und Fliehkraftabscheider) befinden sich Kondensatabläufe mit Freischwimmer-Kondensatableiter. Allen Kondensatableitern nachgeschaltet ist je eine Rückschlagklappe, die im Stillstand der Turbine einen Rückfluss aufsteigenden Kondensates verhindert. Bei Stillstand der GTA ist aufgrund des Kesselzuges darauf zu achten, dass sowohl die Regelventile (4) als auch die Anfahrventile (2) geschlossen sind, um Ansaugen von möglichen Kondensatansammlungen zu unterbinden.

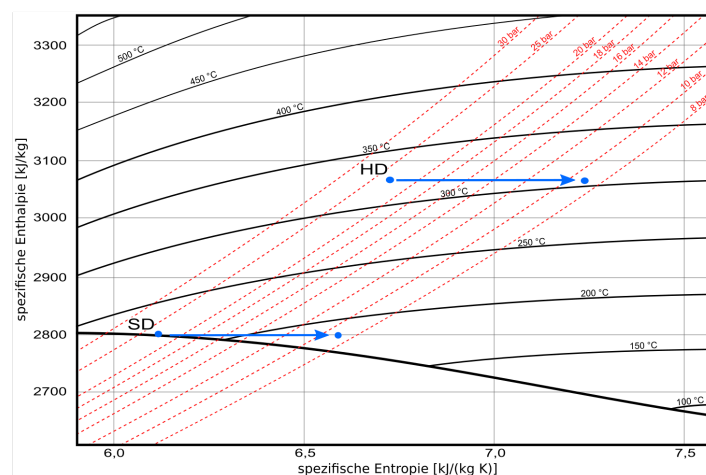
Der physikalische Effekt der Überhitzung bei isenthalper Entspannung über die Regelventile sichert zusätzlich gegen Kondensatbildung ab, vgl. Abb. 4.8. Durch die Druckminderung des Dampfes von 23 bar(a) auf den Verdichteraustrittsdruck der GTA von 9 bar(a) besteht somit selbst bei SD-Injektion keine Gefahr der Kondensation und daraus resultierender Tröpfchenschlag in Brennkammer oder Turbine.

### 4.4 Verbesserung der Prozessbilanzierung durch erweiterte Instrumentierung

Basierend auf den Erkenntnissen von *Steinjan* [56] wurden weiterführende Analysen des Anlagenbetriebes der Versuchsanlage am ZET vorgenommen. Zielstellung ist die thermodynamisch transiente Abbildung des Prozesses über mitunter adaptive Modellalgorithmen.



**Abbildung 4.7:** Dampfsystem der Versuchsanlage im ZET für DeNOx- und PLUS-Dampfinjektion nach [63]



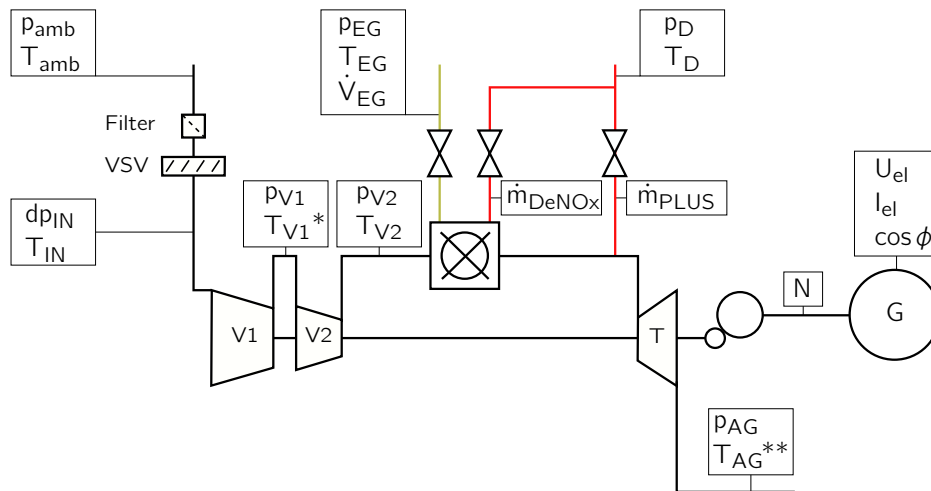
**Abbildung 4.8:** Mollier-h-s-Diagramm der Entspannung des Dampfes (HD und SD) vor der Injektion in die Gasturbine an der Versuchsanlage im ZET

#### 4.4.1 Instrumentierung der Gasturbinenanlage

Eine exakte Bilanzierung der GTA ist für eine gute modellbasierte Abbildung des Prozesses notwendig.

#### Grundlegende Instrumentierung der Gasturbinenanlage

Wie aus Abb. 4.9 ersichtlich ist die GTA für eine Maschine der Baugröße umfangreich instrumentiert. Neben den essentiellen, für die Maschinenregelung und Betriebssicherheit notwendigen



**Abbildung 4.9:** Grundlegende Instrumentierung einer Einwellen-GTA am Beispiel der M1A-GPB06 im ZET der TU Dresden; \* zusätzliche/neue Messung, \*\* mehrfache Messwerterfassung

Messstellen, liegen viele, rein informative Messungen vor. Die Messung der Drücke im System erfolgt typischerweise als statischer Druck. Die Temperaturmessung erfolgt mittels Thermoelementen Typ K. Die Abgastemperatur der GT wird standardmäßig von sechs Messpunkten vor dem Diffusor erfasst, welche als zwei gemittelte Werte ausgegeben werden.

### Messstern im Abgas

Der bereits durch *Steinjan* [56] stromabwärts des Diffusors installierte Messstern bestehend aus 21 Thermoelementen Typ K wird weitergehend zur exakten Bestimmung der Abgastemperatur  $T_{AG}$  der GTA genutzt. Die bisherigen Untersuchungen fokussierten auf radiale Ungleichförmigkeiten und Heißgasstrahlen im Abgas. Für weiterführende Betrachtungen wird der Messstern zur exakten Bestimmung der mittleren Abgastemperatur genutzt. Da die Thermoelemente so positioniert sind, dass jeweils drei Messungen gleiche Kreisflächen bilanziell erfassen, kann der Median der Messergebnisse gebildet werden. Es wird bewusst auf die Verwendung des arithmetischen Mittelwertes verzichtet, um den Störeinfluss möglicher Ausreißer gering zu halten. Aufgrund des komplexen Messaufbaus mit Thermoelementen der Genauigkeitsklasse 1, welcher die gesamte Fläche des Rauchgaskanals erfasst und der umfassenden Darlegung der Auswertung von *Steinjan* wird dieser Messung vertraut. Dieser Wert stellt eine gute Näherung der mittleren Abgastemperatur dar und liefert somit den für die eindimensionale Prozessbilanzierung notwendigen Referenzwert.

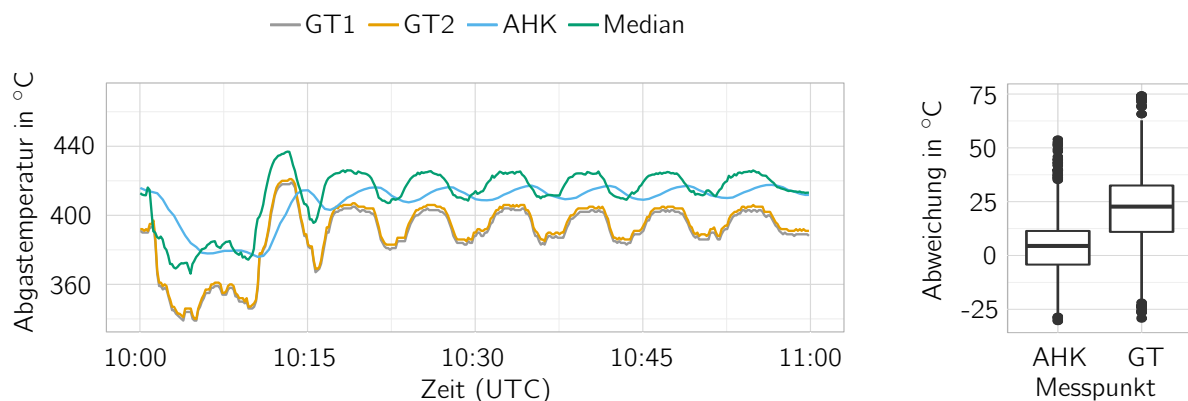
Die GTA verfügt über sechs Temperaturmessungen strömungsseitig unmittelbar nach dem Abgasdiffusor. Diese werden zu zwei repräsentativen Abgastemperaturen verrechnet. Messreihen haben ergeben, dass diese jedoch einen korrigierten Messwert darstellen, welcher über die Speicher-

programmierbare Steuerung (SPS) der GT-Steuerung verrechnet wird. Da der Rechenweg nicht bekannt ist, muss über alternative Methoden eine repräsentative Abgastemperatur ermittelt werden.

Eine weitere Messstelle ist stromabwärts der beiden 90° Umlenkungen des Abgases, unmittelbar vor dem AHK angebracht. Die Messung erfolgt zentral im Abgaskanal.

Bei direktem Vergleich der verschiedenen Messpunkte an einer exemplarischen Versuchsfahrt fällt das deutlich verschiedene Verhalten der Messungen auf, vgl. Abb. 4.10. Die originalen Messungen  $T_{GT1}$  und  $T_{GT2}$  haben, so wie der Median der Messungen im Messstern, einen stark volatilen Verlauf mit großen Temperatursprüngen von etwa 20 K im konstanten Geradeausbetrieb. Das einzelne Thermoelement, welches der Messtechnik des AHK zugeordnet ist, zeigt hingegen geringere Temperaturwechsel im Bereich von 10 K mit einem deutlich T1-Verhalten gegenüber den Messungen der GT und dem Messstern.

Seitens der absoluten Abweichungen zeigt sich entsprechend des Boxplot in Abb. 4.10 ein deutlicher Messfehler der originalen GT-Messungen (Mittelwert der beiden unabhängigen Messungen) gegenüber dem Messstern von 22,7 K im Median mit einem Interquartilsabstand von 21,6 K. Die AHK-Messung hingegen ist aufgrund ihrer baulichen Randbedingungen als klassisches Mantelthermoelement mit Tauchhülse zwar träger, jedoch mit einer absoluten Abweichung gegenüber dem Messstern mit 4,4 K im Median und einem Interquartilsabstand von 15,6 K deutlich besser für eine Bilanz um GTA und AHK geeignet. Die Ergebnisse bestätigen die Analysen von *Steinjan* und stellen die Belastbarkeit der originalen Abgastemperaturangabe der GT weiterhin in Frage.



**Abbildung 4.10:** Beispielhafter Temperaturverlauf der verschiedenen Messpunkte im Turbinenabgas und absolute Abweichung der Messpunkte Median und AHK zu dem Mittelwert der GT-Messungen

### **Kombinierte Druck-Temperatur-Messsonde zwischen Verdichterstufen**

Die Betriebsüberwachung der GTA sieht je eine Druckmessung zwischen den Verdichterstufen und am Verdichteraustritt vor der BK vor. Die Temperatur am Verdichteraustritt  $T_{V2}$  wird mittels eines durch *Steinjan* [56] nachträglich eingebrachten Thermoelements gemessen, vgl. Abb. 4.9. Diese Messung ist nach Herstellerangaben als temporäre Lösung zur Anlagenüberwachung freigegeben. Die Messwerterfassung erfolgt über das PLS der GTA. Aufgrund der Bauart des Thermoelementes mit Stecker am Kopf ist ein temperaturabhängiger Drift der Messung zu beobachten. Daher wurde eine Kühlung des Steckers mittels Oberflächenvergrößerung durch Lamellen seitens *Steinjan* vorgesehen. Aufgrund dessen und der Position der Messung in unmittelbarer Nähe zum Heißgaspfad ist eine exakte Bilanzierung des Verdichterwirkungsgrades im Betrieb schwer möglich. Durch Wärmestrahlung ist eine Erwärmung der Thermoelementspitze nicht auszuschließen.

Zwischen den Verdichterstufen wurde im Zuge der erweiterten Anlagenbilanzierung ein zusätzliches Thermoelement Typ K eingebracht ( $T_{V1}$ ), welches über eine bereits vorhandene Klemmringverschraubung in den Strömungspfad eingeführt wird. Die an selbiger Stelle sitzende Druckmessung  $p_{V1}$  wird dadurch nicht beeinflusst, vgl. Abb. 4.11. Das Thermoelement ist direkt mit der Ausgleichsleitung verbunden, welche eine hinreichende Länge bis zu Messkarte aufweist. Damit kann ein temperaturabhängiger Drift der Messung ausgeschlossen werden.

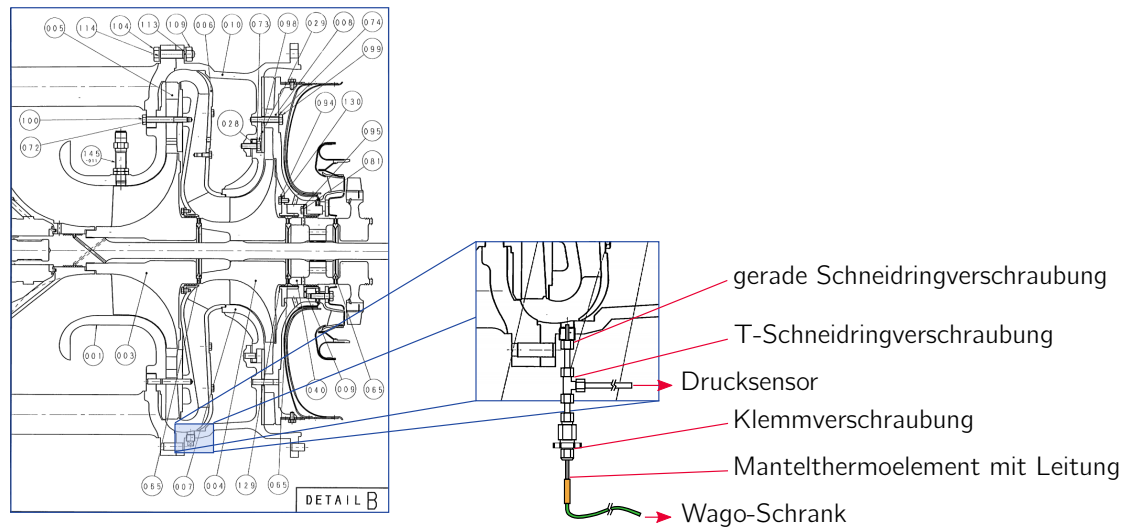
Durch diesen Messpunkt ist eine genauere Verdichterbilanz möglich, welche auf beide Verdichterstufen diskretisierbar ist. Damit kann der durch Quereinflüsse der Feuerungswärme und Drift der Temperaturmessung  $T_{V2}$  hervorgerufene Fehler in der Berechnung des Verdichterwirkungsgrades reduziert werden. Auch die Verdichterarbeit kann damit exakter bestimmt werden.

Die Datenerfassung erfolgt über das WAGO-System und LabView. Die Messdaten werden im *Data* abgelegt und sind unter der globalen Sensor-ID 4459 hinterlegt.

### **4.4.2 Bilanzierung des AHK und der Abnehmer**

Aufgrund der Kesselstruktur mit zwei Bypassoptionen ist die Fehleranfälligkeit einfacher Bilanzmodelle hoch. Bereits *Steinjan* erwähnte eine potentiell fehlerhafte Kesselbilanz durch Leckagemasseströme über die Bypassklappen, wodurch die Kennfeldgenerierung der GTA stark erschwert wurde [56].

Um die Kesselanlage und die mit den Standardmessungen bilanziell schwer nachweisbaren Bypassverluste zu erfassen, wurde die Messtechnik erweitert. Neben der damit ermöglichten, statistischen Betriebszustandsermittlung wurden an der Anlage mittels neuartiger Messmethodik alternative Bilanzierungsalgorithmen getestet.



**Abbildung 4.11:** Einbringung der zusätzlichen Temperaturmessung zwischen den Verdichterstufen als kombinierte Druck-Temperatur-Messsonde

### Instrumentierung von Abhitzekeessel und Abnehmer

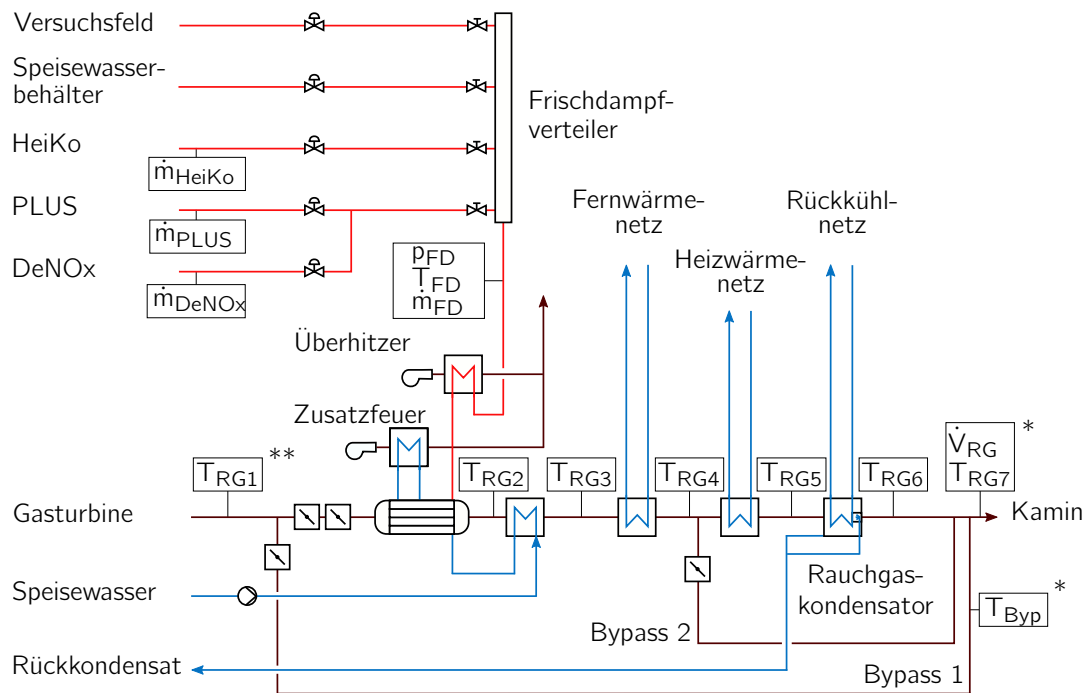
Anhand Abb. 4.12 ist die grundlegende Instrumentierung der Kesselanlage des AHK am ZET ersichtlich. Die Darstellung richtet sich nach den für die bilanziellen Versuche der Anlage relevanten Messpunkten und stellt einen Bruchteil der tatsächlich verfügbaren Messungen dar.

Der FD-Verteiler dient zur Aufteilung des Dampfes auf die Verbraucher. Es besteht die Möglichkeit, einzelne Stränge mittels Handventile vom System zu trennen. Damit können Bilanzierungsfehler durch Blindströme vermieden werden. Das Versuchsfeld wird nicht parallel zu Versuchsfahrten an der Anlage mit Dampf beaufschlagt, es sei denn, die Versuche fokussieren sich lediglich auf die GTA.

Die Stränge der Fern- und Heizwärmeauskopplung sind wasserseitig voll erfasst.

### Temperatur-Messsonde im Bypass des Versuchskraftwerkes

Da die Anlage, wie bereits erwähnt, bilanziell schwer erfassbare Leckagemasseströme über den Kesselbypass aufweist, wurde ein Mantelthermoelement am Ende des Bypass nachgerüstet, vgl.  $T_{\text{Byp}}$  in Abb. 4.12. Damit können einerseits die Wärmeverluste gegenüber der Median-Temperatur des Messsterns im Austritt der GTA ermittelt werden. Andererseits sind dadurch in Verbindung mit der Abgastemperatur nach der Rückkondensation die Berechnung der Abgaszusammensetzung und der Mischungstemperatur nach Zusammenführung der beiden Ströme möglich. Dies beinhaltet die Annahme einer relativen Feuchte von 100 % des Abgases nach der Rückkondensation.



**Abbildung 4.12:** Grundlegende Instrumentierung des AHK im ZET der TU Dresden; \* zusätzliche/ neue Messung, \*\* mehrfache Messwerterfassung

Für diese Kalkulation ist wiederum die Kenntnis der Abgaszusammensetzung der GTA essentiell, welche durch

- Feuerung
- Dampfinjektion
- Ansaugluftfeuchte

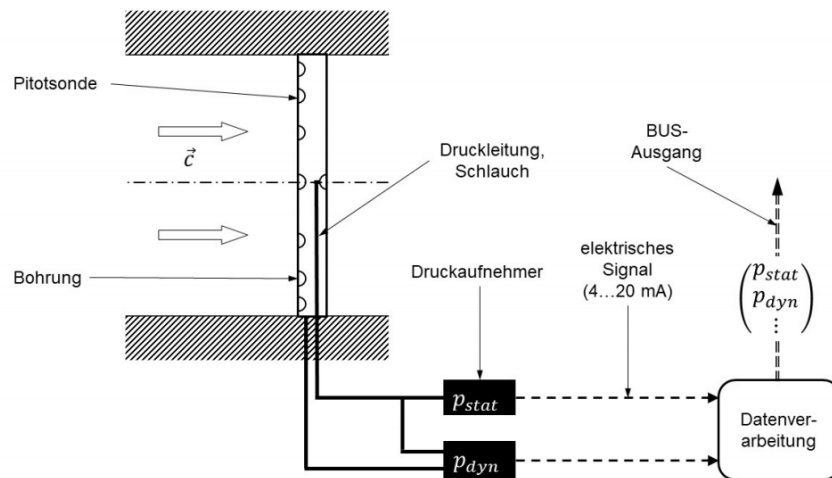
der GTA beeinflusst wird.

### Abgasmassestrombestimmung vor Kamin

Für die modellbasierte Darstellung der GTA essentielle Größe ist der Massenstrom durch die Turbomaschine. Zur Bestimmung des Rauchgasmassestromes vor dem Kamin der Versuchsanlage am ZET wird eine mittellnde Pitotrohrsonde (Annubar) genutzt. Durch die Positionierung von sieben Staudruckbohrungen über das Strömungsprofil kann der mittlere Staudruck eines ausgebildeten Strömungsprofils ermittelt werden, vgl. Abb. 4.13.

Aufgrund des komplexen Aufbaus der Versuchsanlage mit Rückkondensation und der Option für Bypassbetrieb des Kessels ist die Massenstrombestimmung vor dem Kamin nicht trivial lösbar.





**Abbildung 4.13:** Schema der mittelnden Pitot-Rohrsonde mit Messsignalen [64]

Über die starke Abhängigkeit des spezifischen Volumens von Luft/Rauchgas vom Feuchtegehalt, herrscht eine hohe Sensitivität hinsichtlich der Rückkondensationsquote und des Leckagemassestroms über den Bypass. Damit ist die Bestimmung des Abgasmassenstromes erst durch umfassende Auswertung verschiedener, bilanziell relevanter Messpunkte möglich. Messkampagnen mit zusätzlichen, temporären Temperaturmessungen haben ergeben, dass das werkseitig in der Staudrucksonde *ABB Torbar* [?] installierte Pt100 sehr träge auf Temperatursprünge reagiert. Wie durch *Stetter* [64] nachgewiesen, benötigt das Standard-Pt100 bei anlagentypischen Abgastemperatursprüngen zwischen 40 und 100 °C etwa 30 min um mit der tatsächlichen Abgastemperatur zu konvergieren. Die absolute Temperaturabweichung beträgt dabei typischerweise über 4 K.

Begründet wird dieses Verhalten mittels der thermischen Trägheit der massiv gefertigten Pitot-Rohrsonde, welche zu etwa 20 % aus der isolierten Rohrleitung ragt. Da sie den Umwelteinflüssen (primär Regen und Wind, da nordseitig in Gebäudeabschattung gelegen) ausgesetzt ist, erfolgt eine stark verzögerte Erwärmung des Bauteils.

Basierend auf den Erkenntnissen nach [64] wurde das originale Pt100 durch ein zusätzliches, direkt in den Abgaskanal ragendes Mantelwiderstandsthermometer substituiert. Dieses wurde anstelle der Originalmessung an den Messumformer der *ABB Torbar*-Staudrucksonde angeschlossen.

## Dauerhafter Verschluss des Kessel-Bypass 2

Im Zuge der Kesselrevision 2016 wurde der Bypass 2 des Kessels dauerhaft, jedoch reversibel verschlossen. Dieser war ursprünglich zur Steuerung der Abgastemperatur und des Kesselgegendruckes geplant, wurde aber nie genutzt. Da es sich um eine einfache Klappe ohne Dichtflächen

und mit deutlichem Spiel im Anschlag handelt, konnten hohe Verluste über den direkten Kurzschluss nach der Fernwärmeauskopplung in dem Kamin vermutet werden.

Nach Abdichtung des Bypasses konnte ein deutlich höherer Gegendruck hinter der GTA gemessen werden. So stieg der bisher bekannte Wert von im Mittel 20 mbar auf im Mittel etwa 32 mbar. Daher kann davon ausgegangen werden, dass Rauchgas über den Bypass 2 entweichen konnte und nun, nach der Abdichtung, über die Rückkondensation oder den Bypass 1 strömt.

Letzteres ist bei Betrachtung der Temperaturen vor dem Kamin jedoch eher auszuschließen. Vor Abdichtung konnten, je nach Betriebsbereich, Abgastemperaturen vor dem Kamin von etwa 120 °C bis 160 °C beobachtet werden. Nach der Maßnahme sind Temperaturen zwischen 90 °C bis 110 °C üblich.

### **Clamp-On-Ultraschallmessung zur non-invasiven Prozessbilanzierung**

Für die Prozessbilanzierung komplexer Systeme sind viele Messpunkte notwendig. Gerade bei industriellen Anlagen liegt der Fokus auf dem Fertigungsprozess. Der Betrieb der Versorgungsaggregate wird dabei vorausgesetzt und selten genauerer Prüfungen unterzogen. Aufgrund dessen ist die Messtechnik letzterer i.d.R. auf das Notwendigste beschränkt. Dadurch können Bilanzierungs- und Optimierungsaufgaben häufig nur schwer und mittels überschlägiger Abschätzungen durchgeführt werden.

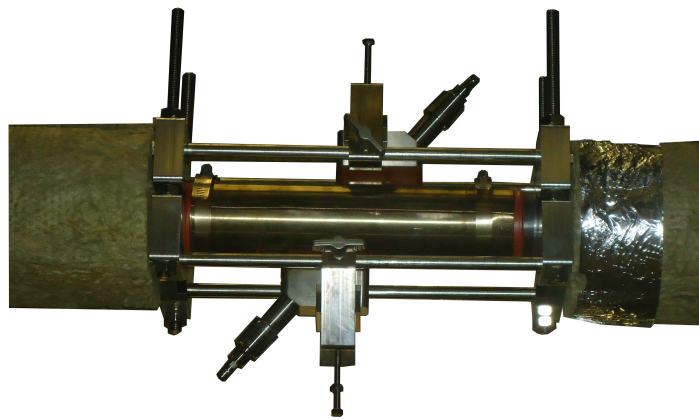
Eine Option zur temporären und non-invasiven energetischen Bilanzierung verschiedenster Abnehmer oder Erzeugungsaggregate ist die Verwendung von mobilen Clamp-On-Ultraschallmessungen [65]. Diese Geräte zeichnen sich durch einen einfachen Messaufbau und ein vielseitiges Anwendungsspektrum aus. Ein Ultraschall-Durchflussmesser ermittelt beispielsweise mithilfe des Laufzeitdifferenzverfahrens die Strömungsgeschwindigkeit [66]. Daraus ist bei bekannten thermischen Randbedingungen der Volumen- bzw. Massestrom eines Fluids oder Gases in einer Rohrleitung ermittelbar. Die Sensoren werden mittels einer Klemmvorrichtung auf der Rohrleitung befestigt. Der akustisch saubere Kontakt wird durch Kontaktpaste gewährleistet. Dadurch ist eine eingriffs-, verlust- und verschleißfreie Messung möglich.

Die Verwendung solcher Geräte zur Messung flüssiger Medien ist ein häufig genutztes Verfahren. Im Rahmen des F&E-Projektes Energieeffizienz im Heatset-Rollenoffsetdruck (EHROD) (BMWi-Förderkennzeichen 03ET1329A, [61]) wurde im ZET der TU Dresden eine mobile Messung für die Dampfanwendung getestet.

Der hierfür ausgewählte *GE TransPort PT878GC* benötigt für die Durchflussmessung von Gasen einen geeigneten Dämpfungsmantel auf der Rohrleitung. Das Dämpfungsmaterial gewährleistet, dass Signale, welche innerhalb der Wandung der Rohrleitung wandern, absorbiert werden und nicht als Störsignale die Messung verfälschen. Die Besonderheit des *PT878GC* liegt darin, Medien bis zu einer Temperatur von 230 °C zu messen. Damit ist die Nutzung bei Dampfanwendungen gewährleistet. Hierbei ist die genaue Kenntnis der Dampf- und Rohrparameter notwendig, um die

Massenströme zu bestimmen. Zur Kalkulation des spezifischen Volumens  $\nu$  wird die freie Stoffdatenbank Coolprop [67] genutzt. Die Datenauswertung erfolgt skriptbasiert mittels der Open Source Softwareumgebung R [68]. Eine on-line Datenverarbeitung mittels I/O-Verbindung ist ebenfalls möglich.

Anhand Herstellerdaten [69] kann bei Gasen ab einer Strömungsgeschwindigkeit über 1,5 m/s von einem ausgebildeten Strömungsprofil ausgegangen werden. Für Rohrleitungen mit Durchmesser bis zu 150 mm ist nach [69] eine Genauigkeit von  $\pm 2$  bis 5 % erreichbar. Die Messdynamik des Gerätes liegt für Dampf bei 24,4:1, sprich bei Rohrleitungen bis 80 mm in einem Messbereich von 1,5 bis 36,6 m/s.



**Abbildung 4.14:** Montage des Clamp-On-Gerätes an einer Dampfleitung DN60 mittels Anklammervorrichtung

Über die Betriebsperioden 2016/17 und 2017/18 wurde das Gerät an der GiD-Versuchsanlage getestet, dessen Messergebnisse verifiziert und eine befriedigende Performance für mobile Messwerterfassung ermittelt.

Die Messstrecke besteht aus einer Rohrleitung von ca. 8 m Länge und ist direkt der Frischdampfentnahme des Großraumwasserkessels am ZET nach- und dem Überhitzer vorgeschaltet. Die Clamp-On-Messsonde befindet sich an einer DN75 Rohrleitung mit einem Außendurchmesser von 76,1 mm und einer Wanddicke von 4,45 mm. Die Wandstärke wurde mittels eines Ultraschall-Wanddickenmessgerätes ermittelt. Zur Verifikation der Messdaten dienen zwei fest eingebaute Messsonden, vgl. Tabelle 4.5. Die Staudrucksonde nach dem Annubar-Prinzip *Ref193* befindet sich der Clamp-On-Messung in Flussrichtung vorgelagert (vgl. Abb. 4.12  $m_{FD}$ ), während die Vortexmessung mit Ultraschallsensorik *Ref192* ihr nachgelagert ist (vgl. Abb. 4.12  $m_{HeiKo}$ ). Vor letzterer befindet sich der Frischdampfverteiler mit Abzweig zur Bedampfung des Speisewasserbehälters und zu dem Versuchsfeld, welche bei Bedarf geschlossen werden können. Beide Referenzmessungen nutzen bei der Errechnung des Massenstroms das spezifische Volumen von Sattedampf, welches anhand des an der Sonde gemessenen Druckes ermittelt wird.

**Tabelle 4.5:** Referenzmessungen für Frischdampf der Versuchsanlage am ZET

Messung	Hersteller	Bezeichnung	Messprinzip	Dynamik	Messgenauigkeit	
Ref192	YOKOGAWA	DY 040	Vortex	40:1	+/- 1 % v.M.	[70]
Ref193	ITABAR	IBF-20	Annubar	30:1	+/- 1 % v.M.	[71]

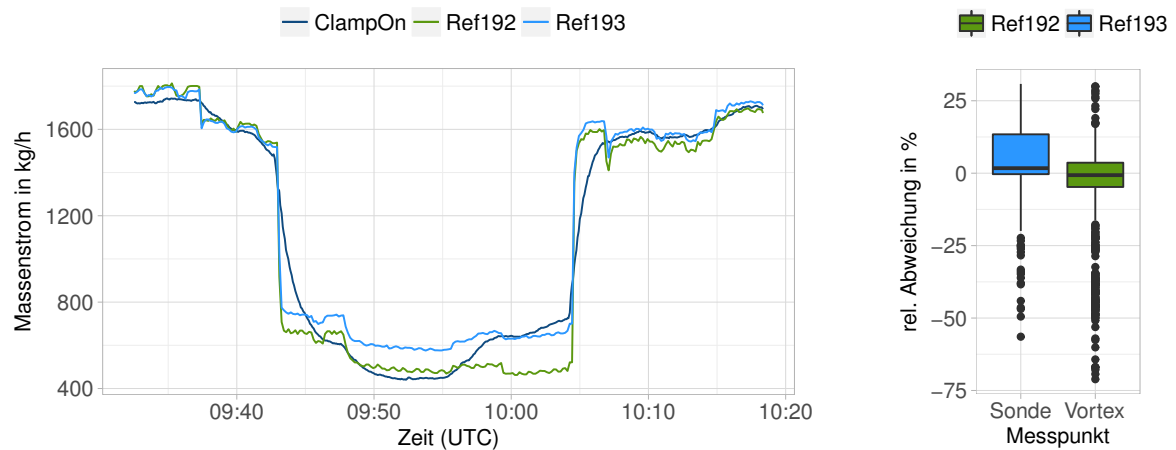
Unter Beachtung der Herstellerdokumentation der Vortex-Messung [70] kann bei einem Betriebsdruck von 25 bar mit dem genutzten Messgerät in einem Geschwindigkeitsbereich von 2 bis 82 m/s gemessen werden, was Massenströmen von 116, respektive 4640 kg/h entspricht und damit eine große Messdynamik sicherstellt, vgl. Tabelle 4.5.

Im Testbetrieb lag der Median der relativen Abweichung bei 0,27 % (ggü. Vortex), respektive 2,56 % (ggü. Staudrucksonde) (vgl. Boxplot in Abb. A.1 im Anhang A.3). Dauermessungen von über 25 d waren mit dem Gerät ohne Erneuerung der Koppelpaste möglich.

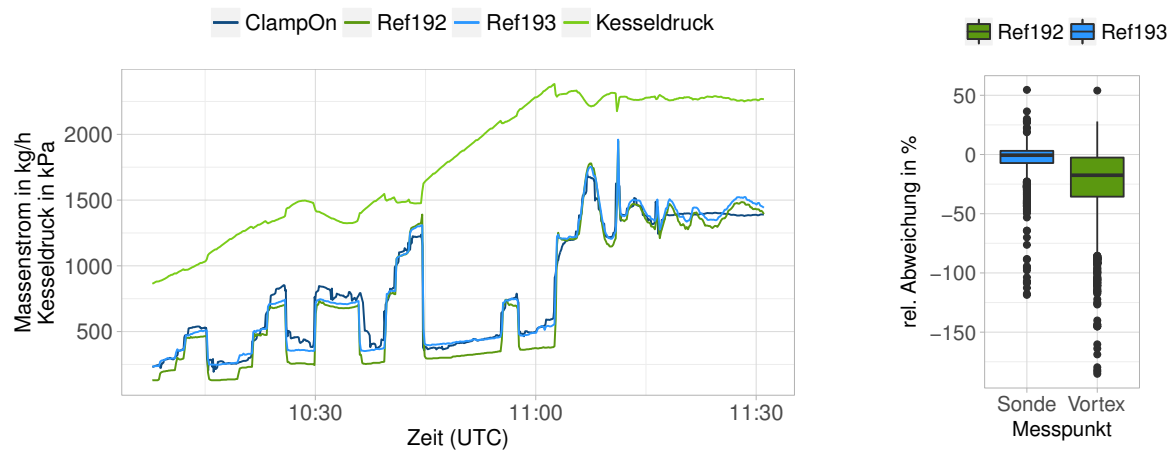
Bei abrupten Massenstromänderungen ist eine Sprungantwort des Messgerätes mit Verzögerung erster Ordnung (PT1-Glied) erkennbar. Anhand des Boxplot in Abb. 4.15 werden die Ausreißer bei der Einstellung des sprunghaft geänderten Massenstroms ersichtlich. Dennoch kann mittels Abb. 4.15 gezeigt werden, dass Abweichungen bis lediglich 13,4 % im 75 %-Quantil liegen. Wie Abb. 4.15 entnommen werden kann, ist trotz verlangsamter Reaktion des Messgerätes auf Lastsprünge eine Messgenauigkeit in einem akzeptablen Bereich erreichbar. Auffällig ist die deutliche Differenz zwischen *Ref192* und *Ref193* im Tieflastbereich. Dies kann mit bekannten Ungenauigkeiten bei geringer Durchströmung von letzterer begründet werden. *Ref193* zeigt im Stillstand und im unteren Betriebsbereich tendenziell bis zu 175 kg/h zu hohe Messwerte an. Dennoch ist der Sprung der Messergebnisse der Clamp-On-Messung zwischen *Ref192* und *Ref193* schwer erklärbar.

Durch Modifikation der geräteinternen Messwertmittelung kann die Sensitivität des Gerätes bei Sprüngen deutlich beeinflusst werden. Anhand der Erkenntnisse aus der Messkampagne nach Abb. 4.15 wird ebendiese Option als Ursache für die träge Reaktion des Gerätes vermutet. Durch Änderung wird die Mittelung bei veränderlichem Messwert drastisch reduziert, respektive unterbunden. Bei konstanter Messung steigt die Anzahl der gemittelten Messergebnisse um einen ruhigeren Signalverlauf zu generieren.

Wie anhand Abb. 4.16 ersichtlich, findet mittels der modifizierten Messwerterfassung überwiegend eine deutlich schnellere Anpassung des Messwertes an die Referenzwerte statt. Die Abweichungen gegenüber der Staudrucksonde (*Ref193*) liegen über die betrachtete Messperiode bei 3,07 % im 75 %-Quantil und -7,22 % im 25 %-Quantil, wobei der Median der Messabweichung bei -0,59 % einzuordnen ist. Bei Massenströmen unterhalb 500 kg/h ist, wie bereits oben erwähnt eine deutliche Abweichung zwischen *Ref192* und *Ref193* erkennbar. Die Clamp-On-Messung liegt, wie aus dem Boxplot in Abb. 4.16 ersichtlich wird, während der Messperiode überwiegend auf Niveau der Staudrucksonde (*Ref193*).



**Abbildung 4.15:** Messreihe am 13.03.2018 zur Verifikation des Clamp-On-Gerätes bei sprungartigen Massenstromänderungen des Sattedampfes



**Abbildung 4.16:** Messreihe am 26.03.2018 zur Verifikation des ClampOn-Gerätes bei variabler Dampfmenge und steigendem Dampfdruck

#### 4.4.3 Erweiterte Bilanzierung des Kesselbetriebes

Versuchsfahrten haben ergeben, dass die Rückkondensationsquote mit 30 bis 50 % deutlich unter dem gewünschten Wert von 90 bis 100 % liegt [72] [56]. Des weiteren stellte sich mit der Inbetriebnahme der Staudrucksonde am Kamin heraus, dass die Abgastemperatur am Kamin  $T_{RG7}$  im Mittel bei 120 °C liegt und damit deutlich die Abgastemperatur nach Rückkondensation  $T_{RG6}$  von rund 60 °C übersteigt. Folglich ist ein Abgasverluststrom über den Bypass zu vermuten, welcher im folgenden quantifiziert wird.

Mittels zeitaufgelöster Versuchsaufbereitung basierend auf Auswerteskripten in der Open Source Softwareumgebung R [68], kann ein mittlerer Rauchgasmassenstrom über den Kondensator und der Massenanteil an Wasser ermittelt werden. Die zeitdiskrete Bestimmung der Abgasdichte und des Abgasmassenstromes am Kamin erfolgt über vier parallele Methoden. Die quelloffene Stoffwerkbibliothek von CoolProp [67] dient zur Bestimmung der Stoffparameter des Gasgemisches.

##### Trockene Luft

Unterstellung trockener Luft am Kamin. Anwendung der PropsSI-Bibliothek für allgemeine Gase und Gemische. Luft unter Standardbedingungen.

$$\rho_{RG7,tr}(t) = \rho(T_{RG7}(t), p_{RG7}(t), \text{Air}) \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_{RG7,tr}(t) = \rho_{RG7,tr}(t) \dot{V}_{RG7}(t) \quad (4.2)$$

##### Feuchte Luft

Unterstellung keiner Rückkondensation. Feuchte Luft am Kamin. Verwendung der HAPropsSI-Bibliothek.

$$\omega_{RG7,hu}(t) = \frac{\dot{m}_{Inj}(t)}{\dot{m}_{V,th}(t)} \quad (4.3)$$

$$\rho_{RG7,hu}(t) = \rho(T_{RG7}(t), p_{RG7}(t), \omega_{RG7,hu}(t)) \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_{V,th}(t) = 4.5 \text{ kg/s} \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_{RG7,hu}(t) = \rho_{RG7,hu}(t) \dot{V}_{RG7}(t) \quad (4.6)$$

Eine Gegenüberstellung der errechneten Dichte eines exemplarischen Abgasgemisches der GTA und feuchter Luft der HAPropsSI-Bibliothek stellen den Einfluss der tatsächlichen Stoffparameter auf die Abgasdichte dar, vgl. Tab. 4.6. Die relative Abweichung der Dichte feuchter Luft beläuft sich auf 0,92 % gegenüber der ermittelten Dichte des Abgases und kann daher als hinreichend genau für die weiterführende Betrachtung angesehen werden.

**Tabelle 4.6:** Gegenüberstellung eines exemplarischen Abgasgemisches mit feuchter Luft in Masse-% bei 1,03 bar

	Abgas GTA	feuchte Luft
N <sub>2</sub>	0.745	0.745
O <sub>2</sub>	0.171	0.218
CO <sub>2</sub>	0.040	0.000
O <sub>2</sub>	0.032	0.032
Dichte kg/m <sup>3</sup>	0.977	0.968

### Bilanz des Rückkondensators

Durch Bilanzierung des Rauchgaskondensators, welcher kühlwasserseitig voll bestimmt ist, kann iterativ die Rauchgasenthalpie und -feuchte vor dem Kondensator bestimmt werden. Relevante Nebenbedingung ist die Annahme eines, bei der messtechnisch erfassten Rauchgastemperatur, mit Wasser gesättigten Rauchgases nach der Rückkondensation, vgl. Abb. 4.12.

Der Rauchgaskondensatmassenstrom kann anhand der zeitlichen Änderung des Füllstandes des geometrisch trivial beschreibbaren Rückkondensatbehälters berechnet werden. Die Geometrie des Rückkondensatbehälters entspricht einem Quader mit einer Seitenlänge von 700 mm x 1000 mm und einer Höhe von 1550 mm. Die Wandstärke beträgt 5 mm. Daraus resultiert ein Gesamtvolumen von 1,05 m<sup>3</sup>. Zeitbereiche in denen der Behälter abgepumpt wird, können somit nicht, oder nur durch Interpolation bilanziert werden. Um Fehler in der Bilanzierung zu vermeiden und diese Zeitbereiche kenntlich zu machen, wird der virtuelle Rückkondensatmassenstrom konstant bei dem letzten errechneten Massenstrom belassen, vgl. Abb. 4.17 (Abpumpvorgang im Zeitbereich 10:52 bis 10:57). Die Füllstandsmessung erfolgt mittels eines Druckaufnehmers und wird in einer relativen Füllung in Prozent ausgegeben. Da die Messwerterfassung in einer Taktung von 5 s stattfindet, kann von einer hinreichenden zeitlichen Diskretisierung ausgegangen werden. Um zeitliche Einflüsse in der Messdatenerfassung zu minimieren, werden gemittelte Betriebsparameter eines festzulegenden Zeitbereiches für die Auswertung herangezogen. Hierbei haben sich Zeitbereiche von 20 bis 40 min im konstanten Geradeausbetrieb als sinnvoll erwiesen.

Grundlegende Nebenbedingungen für die iterative Bestimmung des Mischgasstromes ist die Festlegung der relativen Feuchte nach Rückkondensation  $\varphi_{RG6}$  von 100 %, Gl. (4.7). Der Injektionsmassenstrom in die GTA wird anhand Gl. (4.8) bestimmt. Die Bilanz über die Rückkondensation erfolgt entsprechend Gl. (4.9) und Gl. (4.10). Daraus ist die Rückkondensationsquote  $N_{RK}(t)$  anhand Gl. (4.11) bestimmbar. Der mittels Kühlwasser am Rückkondensationsregister abgeführte

Wärmestrom  $\dot{Q}_{RK}(t)$  kann anhand der Kühlwassermessungen entsprechend Gl. (4.12) genähert werden.

$$\begin{aligned} T_{RK} &= T_{RG6} \\ \varphi_{RG6} &= 1 \end{aligned} \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_{Inj}(t) = \dot{m}_{PLUS}(t) + \dot{m}_{DeNOx}(t) \quad (4.8)$$

$$\frac{dV_{RK}}{dt}(t_1) = \frac{V(t_1) - V(t_0)}{t_1 - t_0} \quad (4.9)$$

$$\dot{m}_{RK}(t) = \frac{dV_{RK}}{dt}(t) \rho_{H_2O_L}(T_{RK}, p_{amb}) \quad (4.10)$$

$$N_{RK}(t) = \frac{\dot{m}_{RK}(t)}{\dot{m}_{Inj}(t)} \quad (4.11)$$

$$\dot{Q}_{RK}(t) = \dot{m}_{K,VL}(t) c_{PH_2O_L}(T_{K,RL} - T_{K,VL}) \quad (4.12)$$

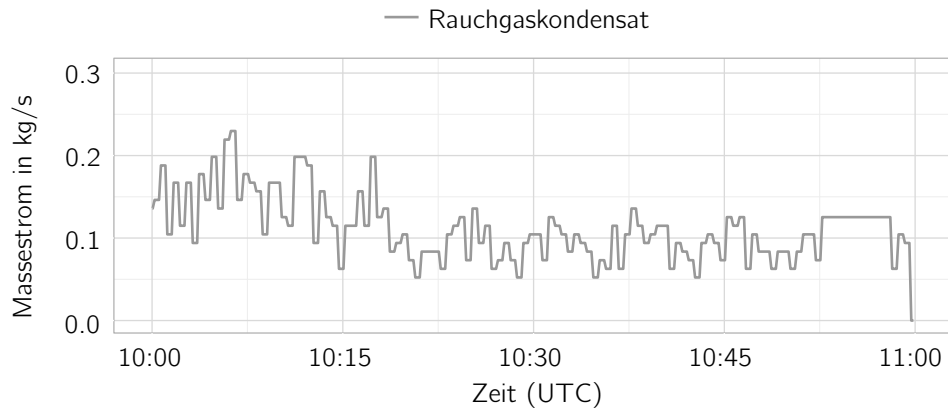
Aus den Messungen von  $T_{RG6}$  und  $p_{RG6}$  unter Berücksichtigung der unterstellten Feuchte des Abgases  $\varphi_{RG6}$  von 100 % nach der Rückkondensation ist die Enthalpie  $h_{RG6}$  unter Verwendung der HAPropsSI-Bibliothek errechenbar, vgl. (4.13).

$$h_{RG6}(t) = h(T_{RG6}(t), p_{RG6}(t), \varphi = 1) \quad (4.13)$$

$$h_{RG5}(t) = \frac{\dot{m}_{RG6} h_{RG6} + \dot{m}_{KW} c_{PH_2O,L}(T_{KW,RL} - T_{KW,VL})}{\dot{m}_{RG6} + \dot{m}_K} \quad (4.14)$$

Anhand der bekannten Injektionsmasse  $\dot{m}_{Inj}$  kann unter Zuhilfenahme eines theoretischen Verdichtermassestromes der genäherte Feuchtegehalt des Abgases nach der Turbine bestimmt werden. Nach *Steinjan* [56] und *Klausner* [73] kann in guter Näherung von einem Verdichtermassestrom von  $4,5 \pm 0,3 \text{ kg/s}$  ausgegangen werden, was die Injektionsmenge um den Faktor 10 übersteigt. Folglich ist ein Fehler gegenüber der tatsächlichen Feuchte des Turbinenabgases zu erwarten. Bei Unterstellung einer Injektion von  $0,44 \text{ kg/s}$  ( $1600 \text{ kg/h}$ ) beläuft sich der Fehler in der Bilanzierung des absoluten Feuchtegehaltes nach Turbine auf  $\pm 7 \%$ .





**Abbildung 4.17:** Exemplarischer Verlauf des errechneten Rückkondensatmassesstroms

### Iterative Mischungsbestimmung

Als vierte und vielversprechendste Variante kann mittels der vorhandenen Messtellen anhand eines iterativen Bisektionsalgorithmus der Rauchgasmassestrom am Kamin ermittelt werden, vgl. Lst. A.3 im Anhang. Hierfür werden die bekannte Temperatur am Ende des Bypasses  $T_{\text{Byp}}$ , die Temperatur des Abgas vor Kamin  $T_{\text{RG7}}$ , der statische Druck an selbiger Stelle  $p_{\text{RG7}}$  und die bekannte Temperatur nach der Rückkondensation  $T_{\text{RG6}}$  als Eingangsparameter genutzt. Als Randbedingung wird erneut eine relative Luftfeuchte nach Rückkondensation von 100 % gesetzt. Als Zielwert wird die Mischungstemperatur  $T_{\text{RG7}}$  und als Variationsgröße der Verlustmassestrom über den Bypass  $\dot{m}_{\text{Byp}}$  verwendet. Abbruchkriterium ist eine iterativ ermittelte Mischungstemperatur mit weniger als 0,1 % Abweichung gegenüber der Messung, vgl. Gl. (4.16). Die Bestimmung der Gasenthalpie nach Rückkondensation  $h_{\text{RG6}}$  erfolgt anhand Gl. (4.13) und die absolute Feuchte  $\omega_{\text{RG6}}$  mittels Gl. (4.15). Anhand der iterativ ermittelten absoluten Feuchte lässt sich mittels der Messgrößen  $T_{\text{RG7}}$  und  $p_{\text{RG7}}$  die Dichte des Abgases  $\rho_{\text{RG7}}$  an der Volumenstrommessung ermitteln, vgl. Gl. (4.17). Der genäherte Rauchgasmassestrom nach dem Kondensationsregister  $\dot{m}_{\text{RG6}}$  wird in jeder Iterationsschleife angepasst.

$$\omega_{\text{RG6}}(t) = \omega(T_{\text{RG6}}(t), p_{\text{RG6}}(t), \varphi = 1) \quad (4.15)$$

$$\begin{aligned}
 & \text{WHILE}(\Delta T_{RG7} \geq 0.001) \\
 & \dot{m}_{RG6} = \dot{m}_{V,th} + \dot{m}_{Inj} - \dot{m}_{Byp} - \dot{m}_K \\
 & h_{RG7} = \frac{h_{Byp}\dot{m}_{Byp} + h_{RG6}\dot{m}_{RG6}}{\dot{m}_{Byp} + \dot{m}_{RG6}} \\
 & \omega_{RG7} = \frac{\omega_{Byp}\dot{m}_{Byp} + \omega_{RG6}\dot{m}_{RG6}}{\dot{m}_{Byp} + \dot{m}_{RG6}} \\
 & T_{RG7,calc} = T(h_{RG7}(t), p_{RG7}(t), \omega_{RG7}(t)) \\
 & \Delta T_{RG7} = \frac{T_{RG7}(t) - T_{RG7,calc}}{T_{RG7} + 273.15K} \\
 & \dot{m}_{Byp} = \dot{m}_{Byp}(1 + 0.5\Delta T_{RG7}) \\
 & \text{IF}(\dot{m}_{Byp} \geq 1.2\text{kg/s}) \\
 & \quad \text{break}
 \end{aligned} \tag{4.16}$$

$$\rho_{RG7}(t) = \rho(T_{RG7}(t), p_{RG7}(t), \omega_{RG7}(t)) \tag{4.17}$$

### Analyse der dargelegten Bilanzierungsmethoden

Alle Varianten weisen Ungenauigkeiten auf, welche jedoch quantifizierbar sind.

Für die iterative Bestimmung müssen die Fehlerkette aus den Messunsicherheiten der verschiedenen Einflussgrößen entsprechend Tab. 4.7 Berücksichtigung finden.

**Tabelle 4.7:** Unsicherheit der verschiedenen Messgrößen

Messung	Abweichung
$T_{KW,VL}$	$T_{KW,VL} \pm 2K$
$T_{KW,RL}$	$T_{KW,RL} \pm 2K$
$T_{RG6}$	$T_{RG6} \pm 2K$
$T_{RG7}$	$T_{RG7} \pm 2K$
$\dot{m}_{V,th}$	$4.5 \pm 0.2\text{kg/s}$
$\dot{m}_{Inj}$	$\dot{m}_{Inj} \pm 1\%$
$\dot{m}_K$	$\dot{m}_K \pm 5\%$

Da der wasserseitig bestimmte Wärmestrom des Kondensators elementarer Bestandteil der Feuchte- und Enthalpieermittlung des Rauchgases ist, wird seitens der zugehörigen Temperaturmessung eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Dies ist notwendig, da die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  des Kühlwassers jene des Rauchgases um etwa das Vierfache übersteigt. Der Wassermassestrom liegt auch bei etwa dem Doppelten dessen des Rauchgases. Für die wasserseitige Wärmebilanz sind die Absoluttemperaturen kaum relevant, lediglich deren Spreizung beeinflusst

die Enthalpiedifferenz. Die gemessene Rücklauftemperatur des Kühlwassers wird über einen Bereich von 2 K variiert. Damit ergibt sich eine veränderliche Temperaturspreizung über den Kondensator. Wie Abb. 4.18 verdeutlicht, zeigt die iterative Lösung der Bilanzgleichungen des Abgasmassesstromes über den Kessel (und damit die Rückkondensation) eine deutliche Sensitivität hinsichtlich Änderung der wasserseitigen Temperaturspreizung über den Kondensator. Wie Abb. 4.18 zu entnehmen ist, liegt der iterativ zu ermittelnde Abgasmassesstrom am Kamin zwischen 2,5 kg/s und 5,8 kg/s. Auch anhand des Gaußschen Fehlerfortpflanzungsgesetzes ergibt sich für die Bestimmung der Enthalpie  $h_{RG5}$  vor dem Kondensator, welche mittels Gl. (4.14) errechnet wird, die Abschätzung des zu erwartenden Fehlers zu  $\pm 10.2\%$ . Diese Abschätzung ist folglich nicht zielführend.

Hinsichtlich der Iterationsschleife mit Fokus auf der Bestimmung der Bypassverluste findet die Massestromanpassung auf die gemessene Abgastemperatur vor Kamin statt. Deren Einfluss auf den Bypassmassesstrom bei gleicher Variationsbreite von 2 K ist vernachlässigbar. So liegt der Median der Abweichung bei  $-0,21\%$  und damit im Bereich der Messabweichung. Die Summe aus Massestrom über Kessel und Bypass ergibt den Abgasmassesstrom am Kamin.

Unter Beachtung der Abhängigkeit der Dichte des Abgases bei variablem Wasseranteil und veränderlicher Temperatur aus der Parametervariation findet eine Berechnung des theoretisch messbaren Abgasmassesstromes mittels der Pitot-Rohrsonde statt. Die Abgasdichte wird hierbei entsprechend der variablen Gasparameter ermittelt und mit dem gemessenen Volumenstrom verrechnet. Die errechnete Dichte kann entsprechend Abb. 4.19 qualitativ, wie quantitativ ausgewertet werden. Wie der Boxplot verdeutlicht, weist die iterative Berechnung über die Variation der Kühlwassertemperatur eine äußerst geringe Streubreite auf. Die zum Vergleich hinzugezogene Dichte trockener Luft, betrachtet über den berechneten Versuchszeitraum, liegt erwartungsgemäß deutlich über der feuchter Luft. Bei Betrachtung feuchter Luft unter Unterstellung eines konstanten Luftmassesstromes von 4,7 kg/s und Verrechnung der injizierten Dampfmenge, ergibt sich ein deutlich erweitertes Streuungsband der Dichte, vgl. *Feucht, ideal*. Deren Median liegt jedoch auf vergleichbarem Niveau mit dem der iterativen Herangehensweise. Anhand der Streubreite der errechneten Dichte in Abb. 4.19 im diskutierten Fall ist eine relative Abweichung von  $+2\%$ , respektive  $-4,8\%$  gegenüber der zeitgemittelten Dichte erkennbar.

Wie Abb. 4.18 verdeutlicht, ergibt sich ein Schnittpunkt von berechnetem und *gemessenem* Massestrom am Kamin bei 4,76 kg/s. Die iterativ ermittelte Dichte wird hierbei genutzt. Auffällig ist der relativ konstante Verlauf des mittels iterativ bestimmter Abgasdichte ermittelten Massestromes. Dies deutet auf eine äußerst geringe Sensitivität der Dichte bezüglich der Wärmebilanz hin. Erklärung hierfür ist das Ergebnis der im zweiten Schritt durchgeführten Bestimmung des Bypassmassesstromes. Durch die Vermischung des Abgasstromes nach dem Kondensationsregister mit einer bekannten, relativen Feuchte von 100 %, mit einem deutlich geringerem Massestrom begrenzter Feuchte, ist das Verhältnis der Masseströme nahezu gleich bleibend. Dadurch wird mittels dieser Iterationsschleife die Dichte mit hoher Güte bestimmt. Unter Berücksichtigung der

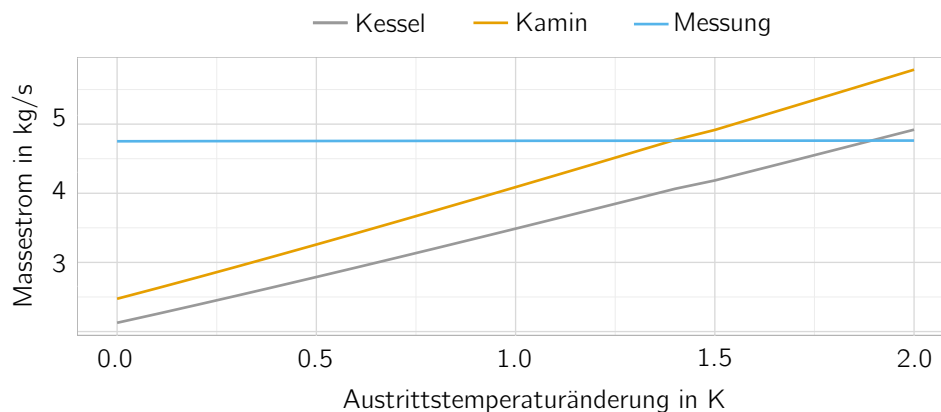
in Tab. 4.7 dargelegten Messabweichungen ist im ungünstigsten Fall von einer Fehleinschätzung der iterativen Ermittlung der Abgasdichte  $\rho_{RG7}$  mittels der Bypassverluste von  $\pm 0.85\%$  auszugehen.

Der Bypassverlust kann für den betrachteten Zeitbereich mit rund 13,01 % vom Gesamtmassestrom angegeben werden.

Unter Verrechnung der injizierten Dampfmenge von 0,179 kg/s (645,5 kg/h) und der Rückkondensation von 0,115 kg/s (413,6 kg/h) ergibt sich der Verdichter-massestrom der GTA. Im diskutierten Fall liegt dieser bei 4,74 kg/s. Der korrigierte Massestrom beläuft sich damit auf 4,62 kg/s bei einem Verdichterdruckverhältnis  $\pi$  von 8,25.

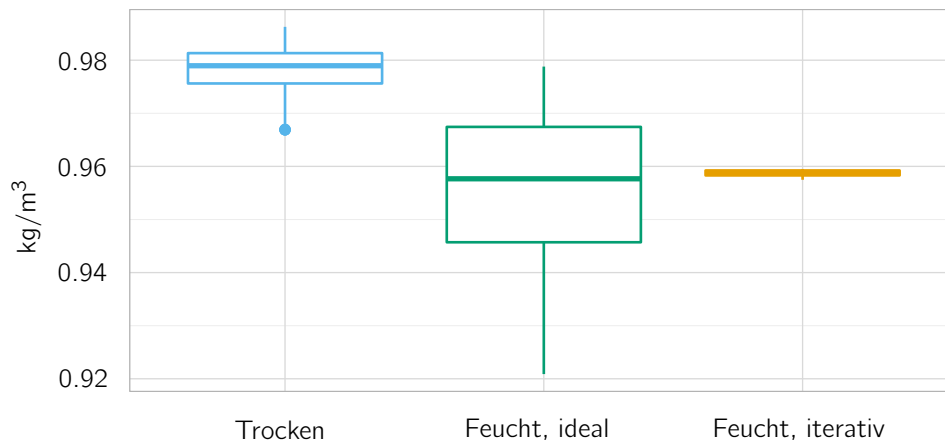
Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Abgasdichte und der Abgas-massestrom bei Dampf-injektion und Rückkondensation nicht trivial bestimmbar sind. Dies liegt vor allem an dem schwer zu bilanzierenden Massestrom über den Bypass. Es kann festgestellt werden, dass mittels iterativer Berechnung über die Rückkondensationsbilanz kein eindeutiges Ergebnis für den Massestrom erzielt werden kann. Jedoch liefert diese Herangehensweise eine zuverlässige Prognose der Abgasdichte. Dies kann mit der zweistufigen Iteration über Kondensator und Mischung mit dem Bypassstrom begründet werden. Kritikpunkt des Verfahrens ist die zeitgemittelte Betrachtung, welche nur bedingt eine on-line Ermittlung zulässt. Insbesondere bei variabler Dampf-injektion stößt dieses Verfahren an Grenzen.

Die alternative Kalkulation mittels Median der Dichte eines geschätzten Massestromes bietet zwar eine kalkulatorisch schnellere, jedoch hinsichtlich der Schätzung stark sensitive Methodik.



**Abbildung 4.18:** Änderung des iterativ bestimmten Abgas-massestromes über Kessel und Bypass in Abhängigkeit der Kühlwasseraustrittstemperatur

Gegenüber *Steinjan* wird durch iterativer Bestimmung der zu erwartenden Abgasfeuchte, eine nachvollziehbare und verlässliche Bilanzierung der Masseströme in der GTA ermöglicht. Hierfür ist die Installation einer Pitot-Rohrsonde im Abgaskanal vor Kamin und eines Thermoelements am Austritt des Bypass notwendig. Vormalms musste diese Bilanz anhand Restsauerstoffbestimmung im Abgas mit einer Genauigkeit von  $\pm 10\%$  vollzogen werden. Alternativ bestand die Opti-



**Abbildung 4.19:** Vergleich der Abgasdichte in Abhängigkeit des genutzten Berechnungsansatzes

on mittels des Druckverlustes über die Ansaugung der GTA den Ansaugvolumenstrom zu nähern, wobei hier die Genauigkeit unbekannt einzustufen ist, da die Druckverlustkennwerte der Filterelemente  $\zeta$  nicht bekannt sind. *Steinjan* nutzte letztendlich ein Bilanzierungsmodell um die GTA, welches Verbrennungsrechnung, den genäherten Verdichter- und Turbinenwirkungsgrad und eine Erdgasanalyse einbezog. Die Ergebnisse dessen sind durch langwierige Optimierung der Modellparameter recht genau, erlauben jedoch keine on-line Wiedergabe des Abgasmassesstromes. Auch Alterungsprozesse der GT oder ein Wechsel des Aggregates kann durch diese Methode nicht abgebildet werden. Die vorgeschlagene Bilanzierung durch iterative Dichtebestimmung hingegen erlaubt beliebige Anlagenkonfigurationen.

## 4.5 Weiterentwicklung der Prozessregelung

### 4.5.1 Dampfinjektionsregelung in die GTA

Wie bereits Cheng [58] darstellte, eignet sich die Dampfinjektion als Regelorgan für die Dampfnetzdruckhaltung. Die Sollwertsetzung des Druckes erfolgt über den Anlagenfahrer und ist abhängig von Anlagenauslegung und Bedarf des nachgeschalteten Prozesses. Die Erfassung des IST-Druckes erfolgt bauartspezifisch vorzugsweise im Großwasserraumkessel oder der Trommel des Verdampfers, da hier die Absolutdrücke des Wärmeübertragers erfasst werden. Die Messwerterfassung jenseits des Frischdampfventiles könnte im ungünstigsten Fall (Ventil nicht 100 % geöffnet) in eine Unterschätzung des Kesseldruckes resultieren. Dies kann zur Überbeanspruchung der dampfführenden Bauteile im Kessel führen. Ein Versagen ist aufgrund der hohen Prüfbedingungen und Sicherheiten in der Auslegung nicht zu erwarten, jedoch im Zweifel das Auslösen des Kesselsicherheitsventils. Die Dampfantnahme für die Injektion in die GTA empfiehlt sich beispielsweise über einen Frischdampfverteiler oder einen Abzweig in der Frischdampfleitung nahe des Kessels.

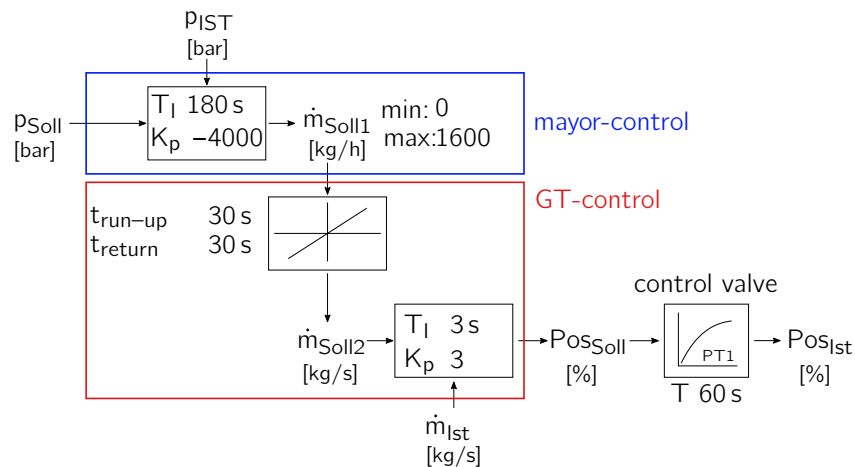
Der im Rahmen dieser Arbeit am ZET der TU Dresden entwickelte Regelungsalgorithmus für die automatisierte Kesseldruckhaltung mittels PLUS-Dampfinjektion stellt eine Regelkette dar, vgl. Abb. 4.20. Die ursprünglich in der Steuerung der GTA implementierte Regelung basiert auf einer statischen Sollwertvorgabe des Injektionsmassesstromes  $\dot{m}_{\text{Soll}1}$  in die Gasturbinensteuerung *GT-control*. Um das System gegen Druckschwankungen im Injektionsdampf durch sprungartige Sollwertänderungen zu schützen, ist eine Hoch-/Rücklaufzeit des Sollwerts von je 30 s als Rampenfunktion implementiert. Hieraus resultiert  $\dot{m}_{\text{Soll}2}$  als Sollwertvorgabe für den PI-Regler des Injektionsventils. Letzterer übergibt den Sollwert als Ventilöffnung an den Aktuator – das Injektionsventil. Dieses Regelventil weist als Sprungantwort ein proportionales Übertragungsverhalten mit Verzögerung 1. Ordnung mit einer Zeitkonstanten  $T$  von 60 s auf. Der PI-Regler erhält das Messsignal des Injektionsdampfmassesstromes  $\dot{m}_{\text{Ist}}$  als Rückführung. Neuerung an der Regelstrecke ist der zusätzliche PI-Regler *major-control*, welcher anhand des Frischdampfdruckes  $p_{\text{Ist}}$  des Kessels die Sollwertvorgabe von  $\dot{m}_{\text{Soll}1}$  vornimmt. Die Sollwertvorgabe ist durch oberes und unteres Limit begrenzt. Der negative Wert der Verstärkung  $K_p$  ist auf die inverse Regelungssystematik rückzuführen, da höhere Injektionsmengen sinkenden Kesseldruck zur Folge haben.

Die Regelstrecke, bestehend aus PI-Regler und Aktuator der genannten Parametrierung, wird entsprechend Abb. 4.20 mittels der Softwareumgebung OpenModelica abgebildet und untersucht. Wie Abb. 4.21 mittels einer Sprungantwort der Regelstrecke verdeutlicht, ist ein deutlicher Effekt der Hoch-/Rücklaufzeit erkennbar. Letzterer zeichnet sich durch einen *weichen* Anlauf des Aktuators und geringere Überschwinger aus. Der folgende Anstieg und das Einschwingverhalten erfolgen mit geringerer Periodendauer  $T_0$  und höherer Dämpfung  $D$ , als im Fall der entsprechenden Sollwertänderung als Sprungfunktion von 0 auf 0,2 kg/s im Eingang des PI-Reglers. Die absolute Abweichung des resultierenden Dampfmassesstromes gegenüber der Regelung ohne Hoch-/Rücklaufzeit erreicht in der Spitze 0,192 kg/s. Damit kann der deutlich abgeschwächte Lastwechsel verdeutlicht werden. Die Regelstrecke weist ein PT2-Verhalten mit einer Übertragungsfunktion entsprechend Gl. (4.18) auf. Die Einschwingdauer beträgt für beide Varianten etwa 125 s.

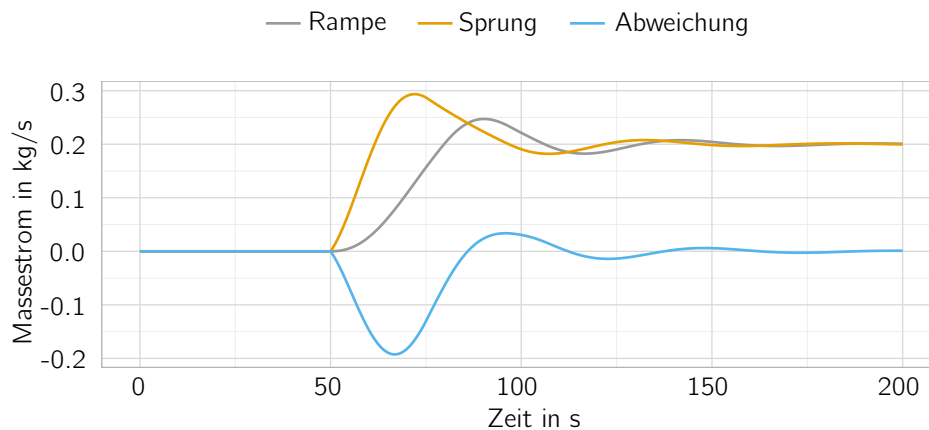
$$G(s) = \frac{1}{99.07s^2 + 9.26s + 1} \quad (4.18)$$

Da die GTA-Steuerung nicht zugänglich ist, jedoch über Schnittstellen zur Betriebspunktvorgabe verfügt, werden nachträglich implementierte Reglerblöcke außerhalb der GTA-Steuerung eingepflegt (vgl. *major-control* in Abb. 4.20). Somit wird in das PLS der Versuchsanlage mittels einer neuen Betriebsart, welche die Regelungshierarchie vorgibt, der sog. PLUS-Regler implementiert. Dieser dient zur Verarbeitung des IST-Druckes im Verdampfer des AHK. Als PI-Regler ermittelt dieser einen Soll-Injektionsmassesstrom und schreibt diesen kontinuierlich als Sollwert  $\dot{m}_{\text{Soll}1}$  der GTA-Steuerung.

Aufgrund der nachgewiesenen Funktionalität der Rampenfunktion des Sollwertes im PLUS-Regler der GTA mittels Hoch-/Rücklaufzeit kann der vorgelagerte PI-Regler des PLS sehr



**Abbildung 4.20:** Blockdiagramm des Regelungsschemas der PLUS-Regelung



**Abbildung 4.21:** Vergleich der Aktuatorposition bei gleicher Parametrierung des PI-Reglers mit Rampen- und Sprungfunktion als Sollwertänderung

schnell, sprich mit niedriger Nachstellzeit  $T_I$  und hohem  $K_p$  (vgl. Abb. 4.20) parametriert werden.

Die Regelkette wurde erfolgreich in der GiD-Anlage im ZET der TU Dresden implementiert und umfassend getestet. Die Funktionalität und Stabilität konnte mittels verschiedener Versuchsfahrten nachgewiesen werden. Die KWK-Anlage läuft seit Winter 2016/17 mittels dieser Methode. Aufgrund der Stabilität der Regelung ist sogar ein 24 h-Betrieb ohne Betriebspersonal möglich.

#### 4.5.2 Speisewasserbehälter als Regelungsorgan

Konventionelle Speisewasserbehälter nutzen FD zur thermischen Entgasung des Speisewassers. Aufgrund des nahezu stetigen Dampfbedarfes eignet sich dieses Aggregat zur Pufferung von wärmeseitigen Lastwechseln durch sprungartig steigenden Bedarf des Abnehmers. Mittels des

kurzfristigen Aussetzens der Bedampfung soll der Lastgradient auf Kessel und Dampf-injektion vermindert werden. Da es sich bei der verminderten Bedampfung um Anpassungen im einstelligen Minutenbereich handelt, ist ein Einfluss auf die Speisewasserqualität nicht zu erwarten.

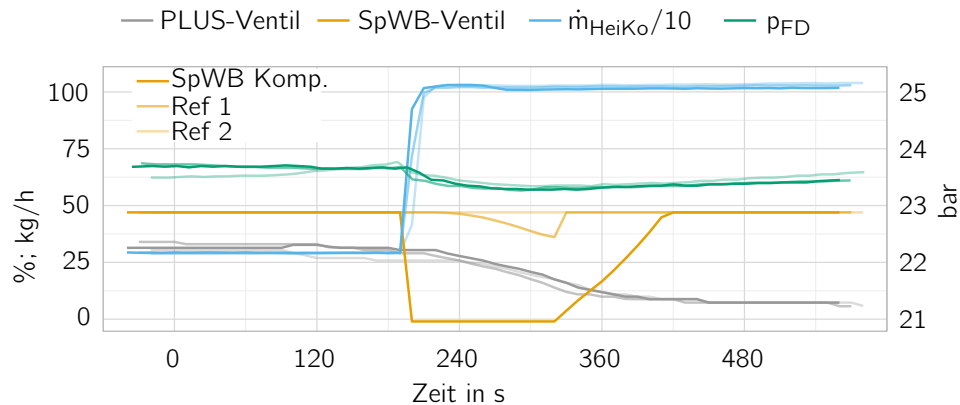
Anhand einer exemplarischen Enthalpiebilanz um einen Speisewasserbehälter wird deutlich, dass der benötigte Entgasungsdampf im einstelligen Prozentbereich des gesamten Dampfmassestromes einer KWK-Anlage liegt, vgl. Gl. (4.19).  $\dot{m}_K$  stelle den Kondensatmassestrom dar,  $\dot{m}_D$  den für die Entgasung benötigten Dampfmassestrom. Hierbei wird von 23 bar Sattedampf und einer Kondensattemperatur von 80 °C ausgegangen. Der Speisewasserdruck liege bei 1,1 bar. Bei einer GiD-Anlage liegt aufgrund der niedrigen Temperatur des rückgeführten Rauchgaskondensates der Dampfanteil geringfügig höher.

$$\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_K} = \frac{h_{SpW} - h_K}{h_D - h_{SpW}} = \frac{(428.7 - 334.9) \text{ kJ/kg}}{(2802.4 - 428.7) \text{ kJ/kg}} = 0.039 \quad (4.19)$$

Anhand Abb. 4.22 wird eine Versuchsfahrt im ZET der TU Dresden mit entsprechender Kompensation mit zwei Referenzlastsprüngen bei aktiver PLUS-Regelung gegenübergestellt. Die Versuchsfahrt mit Speisewasserbehälter-Kompensation wird mittels der dunklen Linienschar (*SpWB*), die Vergleichsfahrten mittels entsprechend farblich verblasst abgebildeten Verläufen (*Ref 1/Ref 2*) dargestellt. Die elektrische Leistung der GT wird konstant bei 500 kW gehalten. Der Verbraucher, dargestellt durch den Heizkondensator (*HeiKo*), prägt einen Lastwechsel von 300 kg/h auf 1050 kg/h auf. Damit wird die Abnahme um etwa den Faktor 3,5 erhöht. Die PLUS-Dampf-Injektion liegt für alle Lastwechsel zu Beginn bei etwa 1000 kg/h. Anhand des Verlaufes der *HeiKo*-Masseströme ist eine Rampenfunktion mit einer Laufzeit von etwa 20 s erkennbar. Zwischen den Versuchsfahrten sind in den temporären Gradienten, nicht jedoch in der charakteristischen Öffnungszeit Unterschiede erkennbar. Mit dem Lastwechsel des *HeiKo* schließt im Versuchsfall das Ventil der Speisewasserbehälterbedampfung. *Ref 1* zeigt ebenfalls ein kurzzeitiges Fahren des Bedampfungsventils, welches auf die Automatik der Speisewasserbehälter-Regelung zurückzuführen ist. Der Kesseldruck zeigt für alle betrachteten Versuchsfahrten ein proportionales Übertragungsverhalten mit Verzögerung 1. Ordnung und sinkt um etwa 0,3 bar. *Ref 2* weist im Abnehmersprung eine geringfügig verminderte Injektion in die GTA auf und ist daher nur bedingt für eine Auswertung heranzuziehen. Fußend auf der o.g. reduzierten Injektion liegt im Gegensatz zu *SpWB* und *Ref 1* ein steigender Kesseldruck vor. Mittels des Verlaufes der Öffnung des PLUS-Ventils, in Verbindung mit dem Kesseldruck, kann der Effekt der Speisewasserbehälter-Kompensation dargelegt werden.

Deutlich erkennbar ist das verzögerte Schließen des PLUS-Ventils bei variabler Bedampfung des Speisewasserbehälters. Einerseits ist eine Verlängerung der Totzeit gegenüber *Ref 1* von etwa 20 s erkennbar. Andererseits liegt die Schließzeit in der Kompensationsregelung bei 3 min:40 s gegenüber 3 min:10 s. Dies bedeutet eine Verlängerung um 15,7 % und damit eine Reduktion des Injektionsgradienten. Dies betrifft insbesondere *Ref 1*.





**Abbildung 4.22:** Gegenüberstellung der PLUS-Injektion bei Lastsprung durch HeiKo und gleichzeitigem Eingriff des Speisewasserbehälters in das Dampfnetz

Die Kompensation kann aufgrund der geringen Injektionsmenge in den Speisewasserbehälter natürlich nur in geringem Maße den Injektionsgradienten beeinflussen, zeigt jedoch - selbst bei einem großen Lastsprung, wie im betrachteten Fall - einen messbaren Effekt.

## 4.6 Bilanzielle Versuchsfahrten am Zentrum für Energietechnik

Über mehrere Jahre wurden Versuche an der Anlage durchgeführt um den Prozess bilanziell hinsichtlich Wirkungsgrad und Rückkondensation zu umfassen. Die Arbeit von *Steinjan* [56] geht sehr detailliert auf die Qualifikation der Maschine und interne Effekte, wie Ungleichförmigkeiten im Heißgaspfad ein. Der Fokus der weiterführenden Betrachtungen liegt auf der erweiterten Vermessung und Bilanzierung der Bauteile, der Betrachtung der Rückkondensation nebst Prozesswasseraufbereitung und der Verfeinerung der Regelgüte.

### 4.6.1 Dampf-injektion zur Effizienzsteigerung

Anhand der umfassenden Datengenerierung von *Steinjan* [56] wird der GiD-Prozess hinsichtlich Effizienzsteigerung beleuchtet. Es kann festgehalten werden, dass der elektrische Wirkungsgrad der GTA bei der maximalen Leistung von 650 kW und einer Ansaugtemperatur von 18 °C bei 19,6 % liegt. Mit sinkender Leistungsvorgabe fällt der elektrische Wirkungsgrad und unterschreitet bei 200 kW 10 %. Die Abgastemperatur fällt nahezu linear von rund 480 °C im Maximallastpunkt auf 380 °C im o.g. niedrigen Teillastpunkt. Mittels Dampf-injektion strömungsseitig hinter der Brennkammer kann eine Erhöhung des elektrischen Wirkungsgrades von 2 % erreicht werden. Das Verdichterdruckverhältnis steigt durch die Dampf-injektion in geringerem Maße, als bei Variation der Ansaugbedingungen.

Diese Erkenntnisse stützen die umfangreichen Darlegungen von *Steinjan*.

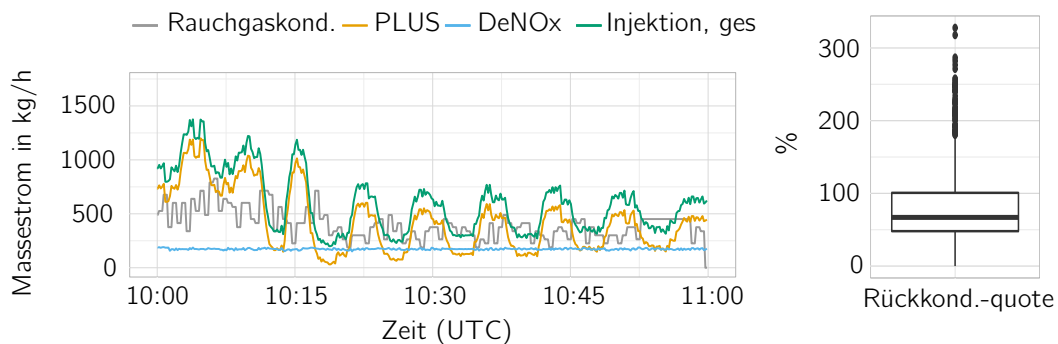
#### 4.6.2 Kondensation des Prozesswassers aus dem Rauchgas

Eine seitens der Anlagenbilanz relevante Größe ist die Rückkondensationsquote, welche sich anhand des Verhältnisses aus injizierter  $m_{\text{Inj}}$  und kondensierter Wassermenge  $m_{\text{Kond}}$  errechnet, vgl. Gl. (4.20).

$$Q_{\text{rueck}} = \frac{\dot{m}_{\text{Kond}}}{\sum \dot{m}_{\text{Inj}}} = \frac{m_{\text{Kond}}}{\sum m_{\text{Inj}}} \quad (4.20)$$

$$m(t_i) = \int_{t_0}^{t_i} \dot{m} dt \quad (4.21)$$

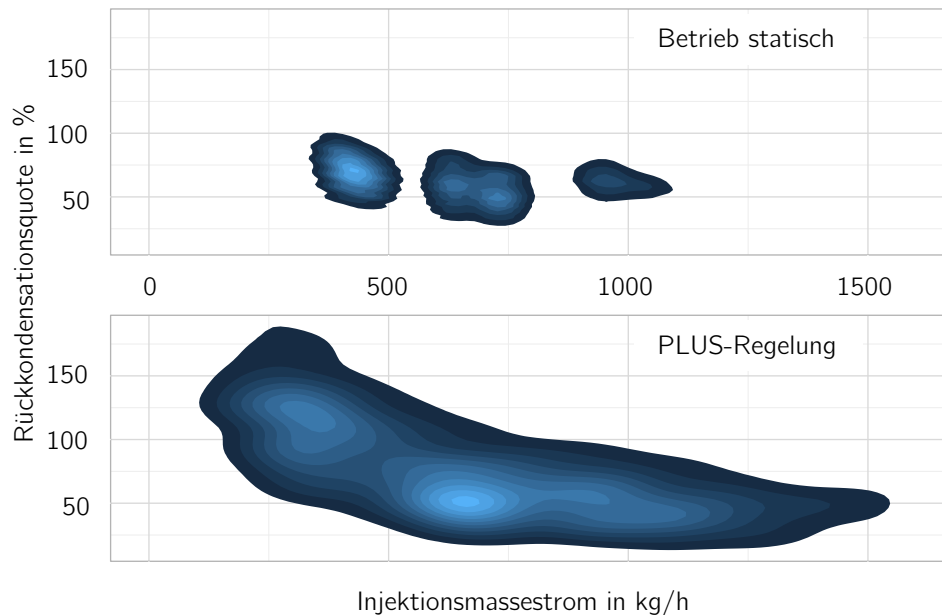
Anhand einer exemplarischen Versuchsauswertung entsprechend Abb. 4.23 wird der zeitliche Zusammenhang aus Injektion und Rückkondensation ersichtlich. Auffällig ist der der Injektion nacheilende Rückkondensatmassestrom. Nach deutlicher Reduktion der Injektionsmenge setzt erst mit einem Zeitverzug von einigen Minuten die Reduktion der bilanzierten Rückkondensation ein. Der Versatz ist mit der Rohrleitung und dem natürlichen Abfluss des Rückkondensates in den Kondensattank zu begründen. Damit entstehen zeitaufgelöste Rückkondensationsquoten von teils über 100 %, vgl. Boxplot in Abb. 4.23. Der Median von 66,95 % stimmt dennoch gut mit dem über den Versuchszeitraum berechneten Verhältnis der integralen Vergleichswerte (64,27 %) entsprechend Gl. (4.21) überein. Der unstetige Verlauf des errechneten Kondensatmassestromes kann mit der bereits umfangreich dargelegten Methodik der Kondensatmassestrombestimmung erklärt werden. Diese basiert auf der zeitlichen Füllstandsänderung des geometrisch eindeutig definierten Rückkondensatbehälters.



**Abbildung 4.23:** Rauchgaskondensation bei volatiler Dampfinkjektion über einen exemplarischen Versuchszeitraum mit PLUS-Regelung

Qualitativ sehr aufschlussreich zu der Abhängigkeit von Injektionsmenge und Rückkondensationsrate ist der Density-plot in Abb. 4.24. Die Helligkeitsabstufung gibt hier Aufschluss über die Kumulation von Messungen: Je heller, umso mehr Datenpunkte. Die Versuchszeiträume belaufen sich auf 60 850 für den statischen und 25 920 Datenpunkte für den instationären Betrieb der PLUS-Regelung. Hierbei wird einerseits für die PLUS-Regelung die Kumulation von Rückkondensationsquoten oberhalb 100 % bei niedriger Injektionsmenge, welche auf die o.g.

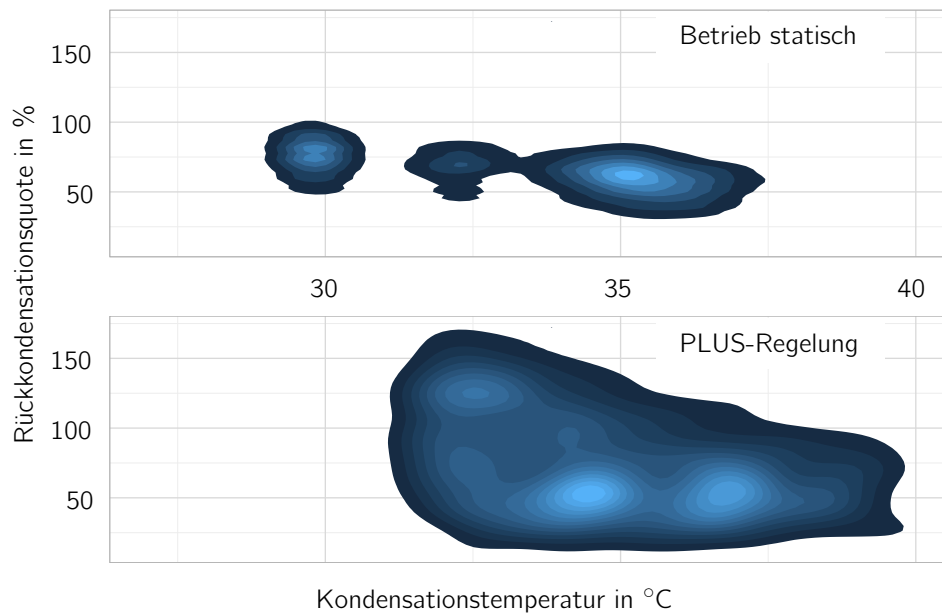
Verzögerung im System zurückzuführen ist, ersichtlich. Es wird bewusst auf eine zeitliche Korrektur der Rückkondensation gegenüber der Injektion verzichtet, da hiermit ein beliebiger Fehler entstünde. Andererseits wird anhand der zweiten deutlichen Kumulation bei 650 kg/h und einer Rückkondensationsquote von 50 % die Tendenz zu stark verminderter Rückkondensation bei steigender Injektion deutlich. Auffällig ist ebenfalls die ermittelte mittlere Rückkondensationsquote im Bereich von 60 %, welche für statischen, wie instationären PLUS-Betrieb kumulierte Messungen aufweist.



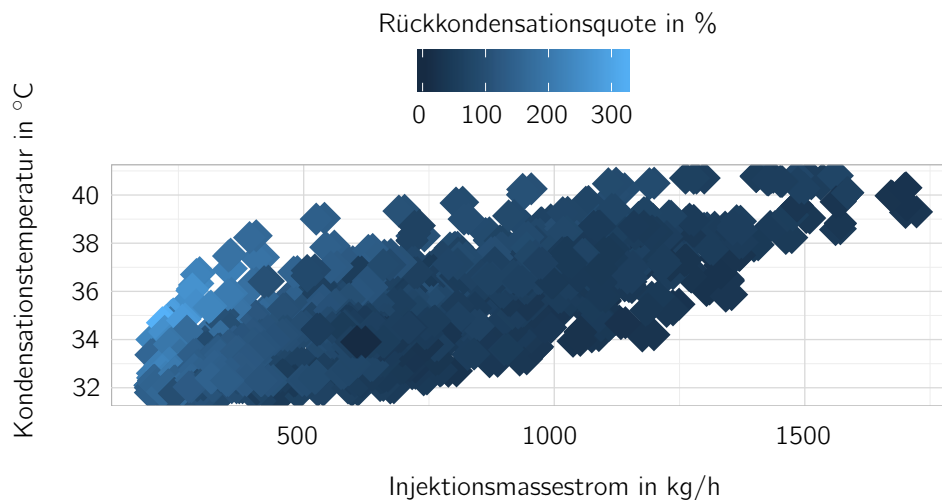
**Abbildung 4.24:** Density plot der Rückkondensationsquote über der summierten Injektionsmenge eines exemplarischen Versuchszeitraumes mit PLUS-Regelung im Vergleich zu statischem Betrieb

Der Effekt der mittels des Kondensationsregisters erreichten Kondensationstemperatur ist Abb. 4.25 zu entnehmen. Insbesondere bei Betrachtung des stationären Betriebes scheint ein Zusammenhang zu bestehen. Die Daten zeigen bei einer Erhöhung der Kondensationstemperatur um 5 K eine etwa 15 %-Punkte geringere Rückkondensationsquote. Aufgrund der großen Streuung der einzelnen betrachteten Betriebspunkte ist dieser Effekt jedoch nicht signifikant und stellt daher nur eine Tendenz, jedoch keinen nachweisbaren kausalen Zusammenhang dar. So zeigt beispielsweise die Rückkondensationsquote bei 30 °C eine Streuungsbreite von rund 50 % und überlagert damit die betrachtete Tendenz deutlich.

Bei Betrachtung des Quereinflusses der Injektionsmenge auf die resultierenden Rückkondensation und die Rauchgastemperatur nach der Kondensation stellt sich eine tendenzielle Abhängigkeit der Temperatur von der Injektionsmenge heraus, vgl. Abb. 4.26. Der Effekt ist aufgrund der breiten Streuung ebenfalls nicht signifikant, jedoch erkennbar. Durch die Tendenz der steigenden Temperatur nach dem Kondensationsregister bei höherer Dampf-injektion kann davon ausgegangen werden, dass die Wärmeübertragerfläche, respektive die Grädigkeit für große zu kondensierende Mengen nicht ausreicht. Die Zusatzinformation der farblichen Skalierung der Messpunkte



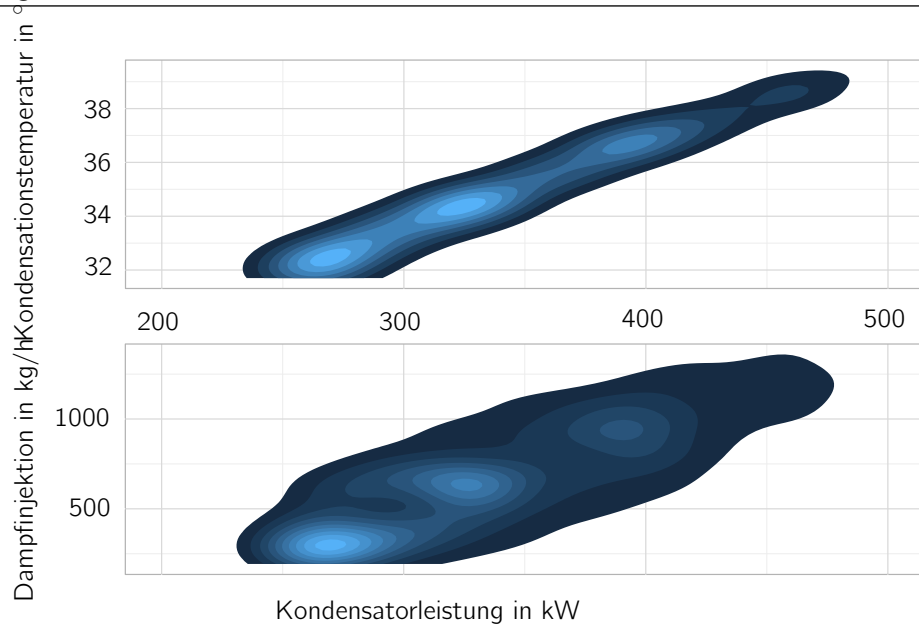
**Abbildung 4.25:** Density plot der Rückkondensationsquote über der Kondensationstemperatur eines exemplarischen Versuchszeitraumes mit PLUS-Regelung im Vergleich zu statischem Betrieb



**Abbildung 4.26:** Korrelation von Kondensationstemperatur und Injektionsmassenstrom mit der Rückkondensationsquote eines exemplarischen Versuchszeitraumes mit PLUS-Regelung

i. Abh. der Kondensationsquote stützt die Hypothese jedoch nicht, da mit steigender Injektionsmenge die Rückkondensationsquote nicht merklich abnimmt. Es ist eine eher heterogene Verteilung der Rückkondensationsquote interpretierbar. Dies tritt ebenfalls bei statischem Betrieb auf.

So sind einerseits, mit der reduzierten Rückkondensationsquote bei geringer Kondensationstem-



**Abbildung 4.27:** Korrelation von Kondensationstemperatur und Injektionsmassenstrom mit der Kondensatorleistung eines exemplarischen Versuchszeitraumes mit PLUS-Regelung

peratur und Injektionsmenge, Verluste über den Bypass 1 erklärbar. Andererseits kann mittels der steigenden Kondensationstemperatur bei steigender Injektionsmenge eine zu kleine Dimensionierung des Wärmeübertragerregisters vermutet werden.

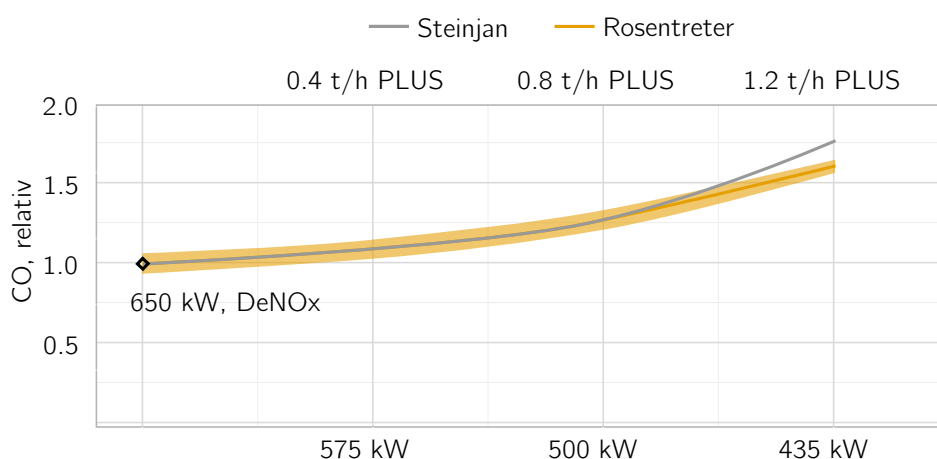
Wie Abb. 4.27 zu entnehmen ist, steigt die übertragene Wärmemenge am Rauchgaskondensator bei steigender Injektionsmenge trotz ebenfalls steigender Kondensationstemperatur. Die Wärmemenge wird wasserseitig bilanziert. Auffällig ist jedoch die geringe Steigerung der Kondensatorleistung ggü. der Dampfinkjektion. Die abgeführte Wärmemenge bei 500 kg/h Dampfinkjektion liegt bei etwa 320 kW. Bei verdoppelter Injektionsmenge steigt die übertragene Wärmemenge nur um etwa 30 % auf 410 kW. Die Rauchgastemperatur nach Kondensation steigt dabei um rund 2,5 K von 34 °C auf 36,5 °C.

#### 4.6.3 Emissionen bei Teillast und im Injektionsbetrieb

Während der Versuchsperioden 2015/16 und 2016/17 wurden umfangreiche Versuche zum Emissionsverhalten der GTA durchgeführt. Basierend auf den neuen Erkenntnissen kann entgegen der Argumentation von *Steinjan* [56] davon ausgegangen werden, dass die vormals ermittelten Messdaten zur Erhöhung der CO-Emissionen bei steigender Dampfinkjektion nicht auf PLUS-Dampf-Anteile in der Primärluft der GTA zurückzuführen sind. Zum damaligen Wissensstand über die Maschine vermutete *Steinjan* aufgrund der baulichen Gegebenheiten der Dampfinkjektion in die Silobrennkammer der GT eine Rückströmung des Dampfes in den Primärluftspalt letzterer. Damit konnte die Erhöhung der CO-Emissionen aufgrund reduzierter Flammtemperaturen erklärt werden. Unter Berücksichtigung der umfangreichen Datenerfassung von *Rosentreter* [72]

kann die Entwicklung der CO-Emissionen mit der Reduktion der Feuerungswärmeleistung bei steigender Dampf-injektion begründet werden. Mittels des stationären Epsilon-Modells der GTA werden die seitens Steinjan diskutierten Betriebspunkte berechnet und deren zugehörige Brennkammeraustrittstemperatur ermittelt. Letztere dienen in der Folge als Randbedingung, um die entsprechende elektrische Teillast im reinen DeNOx-Betrieb zu ermittelt. Die CO-Emissionen, entsprechend der Daten nach Rosentreter, werden über die elektrische Leistung interpoliert. So wird anhand Abb. 4.28 ersichtlich, dass die Erhöhung der CO-Emissionen durch steigende Dampf-injektion bei konstanter elektrischer Leistung sehr gut dem entsprechenden Verlauf bei elektrischer Teillast im DeNOx-Betrieb folgen. Die Messwerte nach Rosentreter sind entsprechend der primären Abszisse anhand der Leistung bei DeNOx-Injektion aufgetragen. Die Ergebnisse nach Steinjan werden in Abhängigkeit der sekundären Abszisse seitens der PLUS-Injektion bei konstanter elektrischer Leistung von 650 kW dargestellt. Anhand der Standardabweichung der Ergebnisse nach Rosentreter wird die Streuung der Messungen aufgezeigt. Letztere entstanden bei Ansaugtemperatur der GTA von  $6,4 \pm 0,3$  °C, die Ergebnisse von Steinjan bei  $5,7 \pm 0,7$  °C. Es zeigt sich, dass die Werte von Rosentreter und Steinjan im oberen Leistungsbereich, respektive bei Dampf-injektion bis 800 kg/h gut übereinstimmen. Bei niedriger elektrischer Leistung, respektive hoher Injektionsmenge divergieren die Ergebnisse um 8,6 %-Punkte im Bezug auf die Messungen nach Steinjan. Da nur ein Datensatz von Steinjan vorliegt, kann über die Standardabweichung der Messungen letzteren keine Angaben gemacht werden. Die Abweichung der Ergebnisse kann ebenfalls auf verminderte Verdichteraustrittstemperaturen während der Versuchsfahrt von Steinjan erklärt werden, da wie bereits dargelegt die Ansaugtemperatur während der ursprünglichen Versuchsperiode niedriger lagen und eine größere Variation aufwiesen.

Anhand der Diskussion wird deutlich, dass die PLUS-Injektion im GiD-Prozess nur indirekt Einfluss auf den Verbrennungsprozess nimmt. Die CO-Bildung findet, ähnlich des elektrischen Teillastbetriebes der GTA, vorrangig durch die Reduktion der Feuerungswärmeleistung bei steigender Injektionsmenge statt.



**Abbildung 4.28:** Abhängigkeit der relativen CO-Emissionen von Leistung oder Injektionsmenge

#### **4.6.4 Betriebserfahrungen**

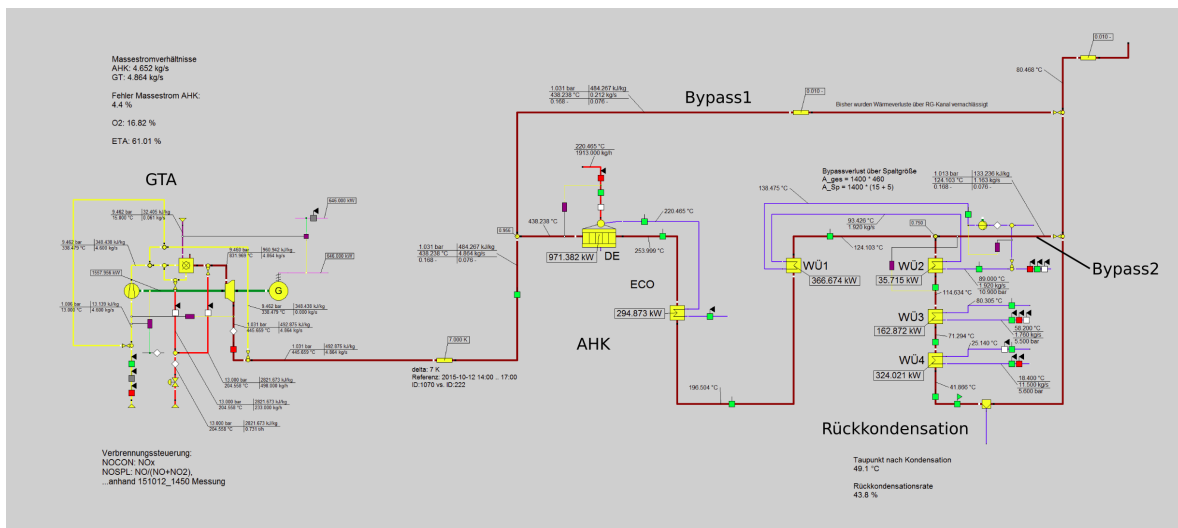
Die Erfahrungen aus dem langjährigen Betrieb der GTA in GiD lässt einige Schlüsse zu. Es kann festgestellt werden, dass mittels Dampfinkjektion eine signifikante Effizienzsteigerung des Prozesses gegenüber dem offenen GT-Prozess mit AHK erzielt werden kann. Neben dem Wirkungsgradzuwachs erreicht die Anlage in GiD ein großes Regelspektrum, welches eine hochgradig freie Definition des elektrischen-, wie thermischen Lastpunktes ermöglicht. Aufgrund der Injektion stromabwärts der Brennkammer findet keine direkte Einflussnahme der Dampfinkjektion auf den Verbrennungsprozess statt. Damit sind, selbst bei maximaler Dampfinkjektion, hinsichtlich der elektrischen Mindestlast kaum Restriktionen vorhanden.

Die implementierte, automatisierte Dampfinkjektion (PLUS-Regelung) zur Kessel-/Netzdruckhaltung bietet eine solide Methodik wärmeseitige Volatilitäten auszugleichen. Das Konzept zeichnet sich durch eine schnelle Systemantwort aus, da es im Kurzschluss arbeitet. Die Dampfinkjektion beeinflusst, im Gegensatz zur Druckhaltung mittels DT, durch die Reduktion der Abgastemperatur der GT, direkt die Dampferzeugung. Es ist, durch Dampfinkjektion, in dem diskutierten Betriebsspektrum kein Einfluss auf die elektrische Lastpunktwahl vorhanden.

## 5 Prozesssimulation und Versuchsauswertung

### 5.1 Stationäre Prozesssimulation

Für grundlegende Anlagenbilanzierungen hat sich die stationäre, energetische Berechnung von Kraftwerksanlagen als sehr hilfreich erwiesen. Daher wird das bereits von *Steinjan* [56] in der Softwareumgebung Epsilon Professional [74] generierte und validierte Modell der Anlage im ZET der TU Dresden weiter genutzt und für die weiteren Betrachtungen verfeinert, respektive erweitert, vgl. Abb. 5.1.



**Abbildung 5.1:** Fließschema des erweiterten, stationären Modells der GiD-Anlage im ZET zur umfangreichen Bilanzierung des Versuchsbetriebes

Die für die Bilanzierung notwendigen Messstellen sind entsprechend ihrer RDS-PP-Bezeichnung in das Modell eingepflegt und ermöglichen so einen automatisierten Datenaustausch über die Epsilon-Excel-Schnittstelle. Messdaten aus dem Versuchsbetrieb können zeitgemittelt aufbereitet werden und in die stationäre Berechnung eingepflegt werden. Hierbei ist zwischen für die Simulation notwendigen Eingabewerten und für die Auswertung relevanten Rechenergebnissen zu unterscheiden. Die Ansaugbedingungen der GTA werden anhand Messdaten des deutscher Wetterdienst (DWD) ermittelt. Die Lastpunktvorgabe und die Injektionsmengen für DeNOx- und PLUS-Injektion erfolgt anhand zeitgemittelter Messwerte aus der Versuchsanlage. Die Parametrierung des Injektionsdampfes erfolgt als Ergebnisübernahme aus dem Kesselmodell. Der Temperaturabfall und die Überhitzung des Sattedampfes wird durch ein Reduzierventil vor der eigentlichen Injektion in die GTA berücksichtigt. Der verbrauchsabhängige Kesseldruck wird,



ebenso wie die Temperaturen in Vor- und Rücklauf der Wärmeübertragerregister entsprechend der Messwerte aus dem Versuchsbetrieb vorgegeben. Die Erdgaszusammensetzung wird anhand Angaben vom Gaslieferanten justiert, vgl. Abb. A.22.

Die nominellen isentropen Wirkungsgrade  $\eta_{s,nom}$  und die zugehörigen nominellen Masseströme  $\dot{m}_{nom}$  der Hauptkomponente der GTA sind in Tab. 5.1 dargelegt. Die Wirkungsgradkennlinie des Verdichters bei Nenndrehzahl ist an Erkenntnisse von *Steinjan* [56] und *Klausner* [73] angepasst. Durch die dargelegte umfassendere Messwerterfassung der Anlage wäre es möglich eine höhere Modellierungsaufösung durch Splittung des Verdichtermodells in zwei Stufen zu generieren. Dies hat sich, jedoch aufgrund des Fokus auf die Anlagencharakteristik, für die Globalbilanz als zu umständlich erwiesen. Die Brenngaszuführung wird über einen Leistungsregler gesteuert.

**Tabelle 5.1:** Parametrierung der Komponenten der stationären Prozesssimulation der Versuchsanlage im ZET

	Einheit	Verdichter	Turbine	Generator
$\eta_{s,nom}$	%	77	83	93
$\dot{m}_{nom}$	kg/s	4.6	4.75	

## 5.2 Dynamische Simulation

Aufgrund hoher Komplexität von Erzeugungsanlagen und deren Nebenaggregate sind instationäre Betriebssituationen schwerlich abzuschätzen. Gerade in Bezug auf Modifikationen in Regelungskonzepten ist jedoch Kenntnis des Anlagenverhaltens in solchen Situationen überaus hilfreich. Je genauer eine Anlage transient abgebildet wird, desto ambitionierter und damit effizienter können Regelungsalgorithmen parametrisiert werden.

### 5.2.1 Überblick zu transientser Prozesssimulation

Es existiert eine Vielzahl an Softwareumgebungen zur transienten Simulation physikalischer Zusammenhänge. Im kommerziellen Sektor wird beispielsweise mittels *Apros*, *Aspen Dynamics*, *Matlab Simulink* oder auch basierend auf der Modellierungssprache Modelica mittels *Dymola*, *Modelon* oder *SimulationX* ein breites Spektrum an Anwendungsgebieten abgedeckt.

#### Modelica

Die objektorientierte Modellierungssprache Modelica und die darauf aufbauenden Implementierungen dienen zur Simulation physikalischer Vorgänge [75] [76]. Modelica ermöglicht fachübergreifende Simulationen. So kann beispielsweise ein thermodynamisches System eindimensional

beschrieben werden, während parallel dazu dessen Regelungsalgorithmen neben mechanischen Berechnungen in demselben Modell durchgeführt werden.

Ebenso vorteilhaft - gerade für die Entwicklung neuer Modelle - ist die Arbeitsweise mittels Gleichungen, statt Zuweisungen. Damit ist die Erstellung komplexer Differentialgleichungssysteme ohne umständliche Umformarbeiten möglich. Der Fokus des Entwicklerkonsortiums liegt auf komplexen Lösungsalgorithmen, welche im Hintergrund arbeiten. Damit wird insbesondere dem Anwender mit geringen Kenntnissen zu Solverparametrierung ermöglicht, mathematisch aufwändige Differentialgleichungssysteme aufzustellen.

Aufgrund deren Transparenz, einer Vielzahl an frei verfügbaren Modellbibliotheken und der Option freier Entwicklung eigener Modelle wurde die open-source Plattform *OpenModelica* [77] für weitere Betrachtungen gewählt.

### **Thermodynamische Bibliotheken**

Modelica bietet für thermodynamische Prozesssimulationen eigene Stoffwertbibliotheken. Neben einem Modell für Wasser, welches dem IAPWS/IF97-Standard entspricht, können reine Gase und ideale Gasgemische basierend auf den NASA Glenn Koeffizienten [78] berechnet werden. Bei Bedarf besteht die Option sog. *External Media*, wie beispielsweise die quelloffene Stoffwertbibliothek CoolProp [67] einzubinden.

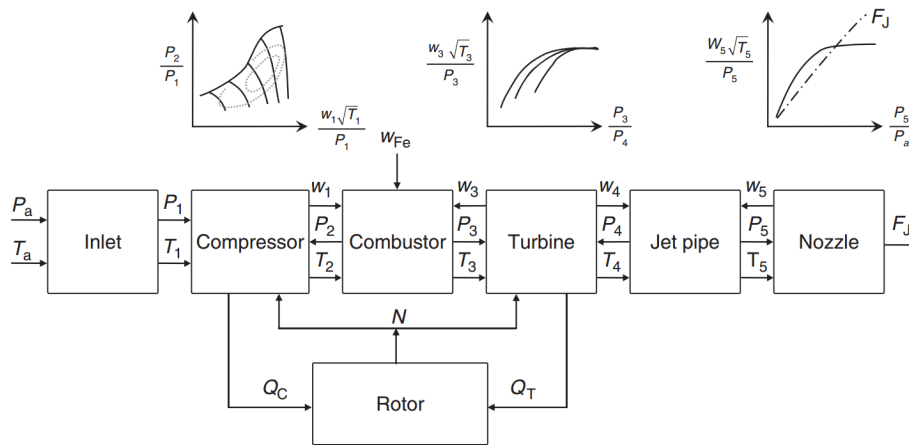
Für die Simulation von Kraftwerksanlagen und deren Komponenten stehen mehrere freie Modellbibliotheken zur Verfügung. Exemplarisch seien hierfür *Thermo Power* [79], *Thermo Cycle* [80], *ThermoSysPro* [81] und *ClaRa* [82] erwähnt.

Aufgrund der performanten Abbildung von Verdichter und Turbine mittels 3D-Lookup-Table, respektive nach *wirkungsgradkorrigiertem Stodola* wurde *Thermo Power* als geeignete Bibliothek für Simulationen und erweiterte Modellentwicklung des GiD-Prozesses gewählt.

#### **5.2.2 Gasturbinenmodellierung**

Basierend auf den Grundkomponenten der Bibliothek *Thermo Power* [79] wurden Modifikationen und neue Modellierungen vorgenommen. Entsprechend [83] (4, S.301) kann eine GT als eine Reihenschaltung der Komponente Einlass, Verdichter, Brennkammer, Turbine und Diffusor betrachtet werden, vgl. Abb. 5.2. Sämtliche Komponenten sind über thermodynamische Zusammenhänge mit ihrer vor- und nachgelagerten Komponente verbunden. Über die Welle sind die Bauteile Verdichter und Turbine mechanisch gekoppelt. Beide besitzen ein zu hinterlegendes Kennfeld, welches die Variablen Drehzahl  $N$ , Druck  $p$ , Temperatur  $T$  und Massestrom  $\dot{m}$  (in der Abbildung  $w$ ) koppelt. Die Berechnung des Aggregatzustandes muss daher iterativ erfolgen.

Für die Stoffwerte der angesaugten Luft, respektive des Abgases wird ideales Gas vorausgesetzt. Die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  ändert sich damit nur in Abhängigkeit der Temperatur, nicht jedoch bei Druckänderung. Die in Modelica implementierte Standard-Stoffwertbibliothek *MixtureGasNasa* wird genutzt. Für die Ansaugluft wird ein Stoffgemisch aus 23 %  $O_2$ , 75 %  $N_2$ , 1,5 %  $H_2O$  und 0,5 % Ar vorausgesetzt. Die Verbrennung findet adiabatisch, vollständig und vollkommen statt. Als Brennstoff wird 96,8 %  $CH_4$ , 2 %  $N_2$  und 1,2 %  $CO_2$  vorgegeben. Für das Abgas findet eine Erweiterung des Ansaugluftvektors um die Komponente  $CO_2$  statt.



**Abbildung 5.2:** Blockdiagramm einer Einwellen Gasturbine (hier: Flugtriebwerk) [83]

### Wasser-/Dampfinjektion in ein gasförmiges Medium

Die Mischung der Stoffe Gas (Rauchgas)-Dampf basiert auf einer modifizierten Enthalpiebilanz. Hierbei wird die Verdampfungsenthalpie des Wassers aus der Totalenthalpie des Dampfes entsprechend Gl. (5.1) eliminiert. Dies erfolgt entweder in Form einer Subtraktion der Enthalpie, oder aber durch Nutzung der gegenüber der Dampfphase verminderten spezifischen Wärmekapazität nach Gl. (5.3). Hierbei wird das Integral der spezifischen Wärmekapazität des Gasmixes entsprechend Gl. (5.4) gelöst.

$$\dot{m}_{\text{mix}} h_{\text{mix}} = \dot{m}_D (h_D - d h_s(p)) + \dot{m}_{RG} h_{RG} \quad (5.1)$$

mit

$$d h_s(p) = h''(p, T) - h'(p, T) \quad (5.2)$$

$$\dot{m}_{\text{mix}} c_{p,\text{mix}} T_{\text{mix}} = \dot{m}_D c_{p,D} T_D + \dot{m}_{RG} c_{p,RG} T_{RG} \quad (5.3)$$

$$c_{p_{\text{mix}}} = \int c_{p_{\text{mix}}}(T) dT \quad (5.4)$$

Die Modelica-Funktion *PartialMedium* erlaubt eine freie Mediendefinition für sämtliche simulierte Anlagenkomponenten. Dabei sind jedoch Restriktionen seitens des Medientyps zu berücksichtigen. Ein Modellelement arbeitet i.d.R. mit nur einem Medium, beispielsweise einem Gasgemisch. Die Dampfinkjektion in die Heißgasströmung des GiD-Prozess ist eine Besonderheit, welche durch Standardbauteile nicht abgebildet wird.

Daher wurde die Injektion als ein volumetrisches Bauteil mit definiertem inneren Volumen  $V$ , innerer Wandoberfläche  $S$ , festgelegtem Wärmeübergangskoeffizient  $\gamma$  und spezifischer Wärmekapazität  $C_m$  der Wand definiert. Das Differentialgleichungssystem zur Injektion reinen Wasserdampfes entsprechend Gl. (5.5) wird für alle Gasbestandteile  $i$  gelöst, vgl. Lst. A.1 im Anhang A.1. Hierbei ist  $X_{i,y}$  als Masseanteil einzusetzen.

$$\begin{aligned} \frac{dm_i}{dt} &= \dot{m}_{i,\text{in}} X_{i,\text{in}} + \dot{m}_{i,\text{out}} X_{i,\text{out}} \\ \frac{dm_{\text{H}_2\text{O}}}{dt} &= \dot{m}_{\text{H}_2\text{O},\text{in}} X_{\text{H}_2\text{O},\text{in}} + \dot{m}_{\text{Inj}} + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O},\text{out}} X_{\text{H}_2\text{O},\text{out}} \end{aligned} \quad (5.5)$$

### Turbinenmodell nach Stodola

Aufgrund der für die Prozessbilanzierung hinreichend genauen Abbildung von Turbomaschinen mittels des Kegelgesetzes nach Stodola [84] kann diese als Standard für die eindimensionale Turbinenberechnung angesehen werden. Da die Basis-Bibliothek nur über eine Stodola-GT mit Wirkungsgradkorrektur in Abhängigkeit absoluter Massenströme verfügt, wird dieses Modell zur Verbesserung der Anpassbarkeit zu einem dimensionslosen, auf den Auslegungspunkt bezogenen reduzierten Massestrom modifiziert. Das Kegelgesetz nach Stodola wird entsprechend Gl. (5.6) angewandt. Dabei ist  $E$  die vereinfachte Darstellung von Gl. (5.7).

$$\dot{m} = \dot{m}_0 \frac{p_\alpha}{p_{\alpha 0}} E \quad (5.6)$$

$$E = \sqrt{\frac{1 - (p_w/p_\alpha)^{\frac{n+1}{n}}}{1 - (p_{w0}/p_{\alpha 0})^{\frac{n+1}{n}}}} \quad (5.7)$$

Die massestromabhängige Wirkungsgrad-Kennlinie kann aus der umfangreich von *Steinjan* geprüften und in dieser Arbeit nachvollzogenen, stationären Prozesssimulation in Epsilon entnom-

men werden. Lediglich der kapazitive Effekt der Stahlmasse des Materials muss/kann optional hinzugefügt werden.

$$\eta = \eta_{\text{nom}} k_{\text{kor},\text{GT}} \quad (5.8)$$

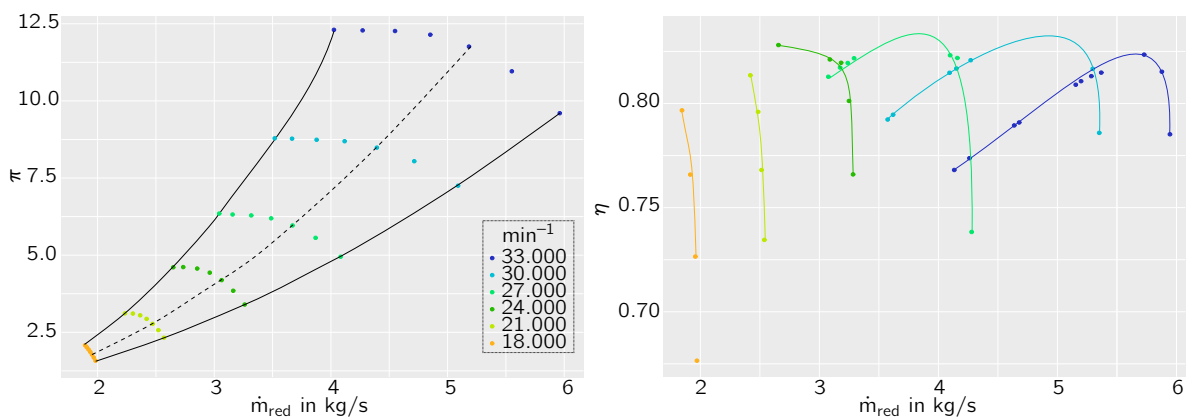
$$k_{\text{kor},\text{GT}} = f(\dot{m}) \quad (5.9)$$

Nach Traupel [84] (S.40) kann der effektive Wirkungsgrad  $\eta_e$  einer Turbine bei variablem Massenstrom entsprechend Gl. (5.10) genähert werden.  $\eta_s$  stellt hierbei den isentropen Wirkungsgrad dar, während  $\eta_m$  den mechanischen Wirkungsgrad widerspiegelt.

$$\eta_e = \eta_m \left( 1 - \frac{\dot{m}}{\dot{m}_N} \right) \eta_s \quad (5.10)$$

## Verdichtermodell

Basierend auf Erkenntnissen aus vorangegangenen fluidmechanischen Betrachtungen, bzw. Abschätzungen [73] [85] wird ein tabellenbasiertes Verdichterkennfeld genutzt, vgl. Abb. 5.3



**Abbildung 5.3:** Verdichterkennfeld der GBP06PLUS am ZET der TU Dresden, Werte nach [73] editiert

## Rotormodell

Die Rotormasse, respektive deren Trägheitsmoment ist für eine perspektivische transiente Simulation von An- und Abfahrvorgängen unbedingt relevant. Da keine Daten zu der Maschine vorliegen und lediglich eine Schnittdarstellung des GT-Rotors vorliegt, wird basierend darauf ein stark vereinfachtes, dreidimensionales CAD-Modell erstellt, vgl. Abb. A.2 im Anhang A.3. Die Werkstoffe, Massen und Trägheitsmomente der Komponente des GT-Rotors sind in Tabelle A.2

im Anhang A.2 zusammengefasst. Die Maschine besitzt je 40 Schaufeln in der ersten und zweiten und 42 Schaufeln in der dritten Laufreihe. Hinweise zu den genutzten Werkstoffen finden sich im Betriebshandbuch der Maschine [59].

Die Trägheitsmomente des nachgeschalteten Generators sind aus der Herstellerdokumentation bekannt, das des Planetengetriebes nicht.

### **Transiente Rückwärtsrechnung mittels Mittelschnittrechnung**

Da das Modell nach Stodola lediglich als Gesamtbilanz der GT dient, findet, basierend auf den Erkenntnissen von *Steinjan* [56] eine MSR, mittels eigener Komponenten, in Modelica statt. Die Kalkulation erfolgt basierend auf der gemittelten Strömungsberechnung um die Schaufelprofile. Die thermodynamischen Randbedingungen beeinflussen die Rechnung hauptsächlich mittels der variablen Dichte und deren Einfluss auf die Strömungsgeschwindigkeit. Relevant hierfür sind die ermittelten, im Betrieb entwundenen Schaufelwinkel, welche mittels einer Finite-Elemente-Methode (FEM)-Analyse des Rotors von *Steinjan* genähert wurden, vgl. Tab. A.3 im Anhang. Diese und die weiteren in Tab. A.3 dargelegten geometrischen Daten sind die Randbedingungen der MSR. Die Basisdaten der Beschaukelung und des Rotors werden den vorangegangenen Ergebnissen eines 3D-Scans nach *Steinjan* [56] entnommen. Die Erkenntnisse zu Schaufelentwindung und Weitung des Strömungskanals nach *Steinjan* [56] finden ebenso Berücksichtigung. Anhand der Enthalpieänderung über die Änderung der kinetischen Energie des Arbeitsmediums kann jeweils zwischen den Stufen, respektive zwischen den Schaufelreihen der thermodynamische Zustand ermittelt werden. Dies erfolgt mittels einer sogenannten *state*-Zuweisung. Basierend auf zwei unabhängigen Zustandsgrößen, wie Druck  $p$ , Entropie  $s$ , Enthalpie  $h$  oder Dichte  $d$  und dem Gasvektor  $X$  findet die Berechnung des thermodynamischen Zustandes des Mediums statt. Modelica bietet die Möglichkeit die *state*-Definition über die vier fundamentalen Funktionen  $dTX$ ,  $phX$ ,  $psX$  oder  $pTX$  zu setzen.

Mittels der frei parametrierbaren, eindimensionalen Kalkulation des thermodynamischen Gleichgewichtes in den einzelnen Stufen der GT soll der Effekt variabler Dampfinjektion auf die Maschine ermittelt werden. Besonders hoch belastete Bauteile, im Speziellen die erste Laufreihe, sollen hinsichtlich der Rauchgastemperatur, des Druckes und deren zeitlicher Gradienten untersucht werden.

Trotz ungekühlter Schaufeln findet eine Kühlluft einbringung in die Stufen der GT über den hohlen Rotor statt. Die Einbringung der Kühlluft wird über die, durch Vermessung der GTA bekannten, Eintrittskanäle genähert. Der hierfür relevante, betriebs-situationsabhängige Verdichteraustrittsdruck kann zeitgenau aus dem Verdichterkennfeld entnommen werden. Als Referenz dient die Ausströmberechnung zum Bruchausschluss für druckführende Komponenten nach [86].

Das Modell zur Berechnung der kritischen Massestromdichte  $G$  überhitzten Dampfes wird angewandt.

$$G = \sqrt{\kappa p_0 \rho_0 \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad (5.11)$$

Für die Stufen der GPB06PLUS wird je eine Hirth-Verzahnung mit 24 Zähnen und einem jeweiligen Durchströmquerschnitt von 1 mm x 4 mm angenommen. Der summierte Kühlluftmassenstrom aller drei Schaufelreihen, bei einem Verdichteraustrittsdruck von 9 bar, beläuft sich damit auf etwa 0,17 kg/s. Das entspricht rund 3,6 % des Verdichtermassenstromes und liegt damit auf in der Literatur üblichem Niveau [87] [88]. Die Änderung des Verdichteraustrittsdruckes beläuft sich im Betrieb der GTA auf etwa  $9 \pm 1$  bar. Damit liegt eine druck- und dichteabhängige Variation des eingebrachten Massenstromes von rund  $\pm 0,006$  kg/s, sprich  $\pm 10$  % vor. Das entspricht einem Anteil von 0,1 % des Verdichtermassenstromes. Aufgrund des dadurch vernachlässigbaren Einflusses des Verdichteraustrittsdruckes auf die Gesamtbilanz wird ein konstanter, den o.g. Wert entsprechender, Kühlluftmassenstrom vorgegeben.

Das Modell in der Modellierungssprache Modelica ist modularisiert und bietet damit die Möglichkeit, Maschinen beliebiger Stufenanzahl und -parametrierung nachzubilden, vgl. Abb. A.3 im Anhang A.3. Es ist mit variablen Stoffwerten nutzbar und ermöglicht damit die Berechnung verschiedener Brennstoffgemische und -parameter.

Der Stufenwirkungsgrad wird iterativ unter Berücksichtigung der Ein- und Austrittsbedingungen der Turbine bestimmt. Ebenso der Reaktionsgrad der Stufen und die tatsächlichen, lastabhängigen Strömungswinkel.

### 5.2.3 Modellierung der Wasser-/Dampfseite

Die Wasserseite wird basierend auf der Modelica-Stoffwertbibliothek *StandardWater* berechnet. Diese rechnet in flüssigem und gasförmigem Zustand und dem Zweiphasengebiet nach IAPWS/IF97 Standard. Die variablen Stoffparameter Druck  $p$ , Temperatur  $T$ , Enthalpie  $h$  und Dichte  $d$  dienen der Zustandsdefinition. Basierend auf den Variablenpaaren  $ph$ ,  $pT$  oder  $dT$  können die relevanten Stoffparameter ermittelt werden.

Das transiente, eindimensionale Gesamtmodell der Anlage im ZET der TU Dresden ist als Modelica-Fießbild in Abb. A.4 dargestellt.

### Kesselmodellierung

Basierend auf den Komponenten der quelloffenen Modellbibliothek *Thermo Power* [79] für Modelica wird der Kessel des ZET abgebildet. Insbesondere liegt der Fokus auf dem ECO und dem Verdampfer. Letzterer basiert auf einem Verdampfermodell eines Flammrohrkessels mit

festem Wärmeübergangskoeffizienten und ohne Berücksichtigung von Strahlung, vgl. *ThermoPower.Examples.HRB.Models.Evaporator* [79]. Das Rauchgas- und Wasservolumen ist neben dem kumulierten Metallvolumen Bestandteil des Modells.

Der Wärmeübergang wird über ein Finite-Volumen-Modell errechnet. Die vorgegebenen Randbedingungen können Tabelle 5.2 entnommen werden. Auf Seite der Gasströmung wird ein gleichmäßiges Strömungsprofil angenommen und turbulente Strömung als eindimensionale Temperaturverteilung über die Kessellänge unterstellt. Diese wird für jedes Volumen an den gleichmäßig verteilten Knoten neu berechnet. Hierbei werden die Masse-, Impuls- und Energiegleichung gelöst. Wärmeleitung des Materials in Strömungsrichtung wird nicht berücksichtigt.

Der Gasvektor für das Turbinenabgas wird aus dem gleichzeitig simulierten Turbinenmodells übernommen.

Die Strömung basiert auf der Basis *pressure-driven*, d.h. die Strömung des Wassers erfolgt allein durch Druckdifferenz. Die Kesselregelung erfolgt mittels PLUS-Regelung. Damit wird das Frischdampfentnahmeventil konstant geöffnet belassen.

**Tabelle 5.2:** Randbedingungen des AHK-Modells

	Einheit	Verdampfer	ECO	Quelle
Knoten	–	4	4	
$V_{\text{Gas}}$	$\text{m}^3$	2,75	1,1	[89]
$V_{\text{Wasser}}$	$\text{m}^3$	7,81	0,13	[89]
$V_{\text{Stahl}}$	$\text{m}^3$	0,9	$4,2\text{e}^{-3}$	[89]
$A_{\text{Wue}}$	$\text{m}^2$	250	380	[89]
$\rho_{\text{Stahl}}$	$\text{kg}/\text{m}^3$	7,85	7,85	[90]
$\gamma_{\text{Gas}}$	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	42,8	13,6	
$\gamma_{\text{Wasser}}$	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$		500	
$\text{dp}_{\text{Gas}}$	bar	0,01	0,01	

## Verbrauchermodellierung

Die Verbraucherseite wird anhand einer Massensenke mit aufgeprägtem Massenstrom dargestellt. Über einen Strömungsteiler wird der Dampfmassestrom auf den Verbraucher - am ZET im speziellen den HeiKo - und die PLUS-Injektion der GTA verteilt. Der aufgeprägte Massenstrom der PLUS-Senke ist das Ergebnis eines PI-Reglers, welcher die Regelkette der PLUS-Regelung darstellt und auf den Kessel-, respektive den Dampfnetzdruck regelt. Das Rohrvolumen der Dampfseite jenseits des Kessels findet keine Berücksichtigung, da sich der Fokus der Betrachtung insbesondere auf das Regelverhalten der GTA beschränkt.

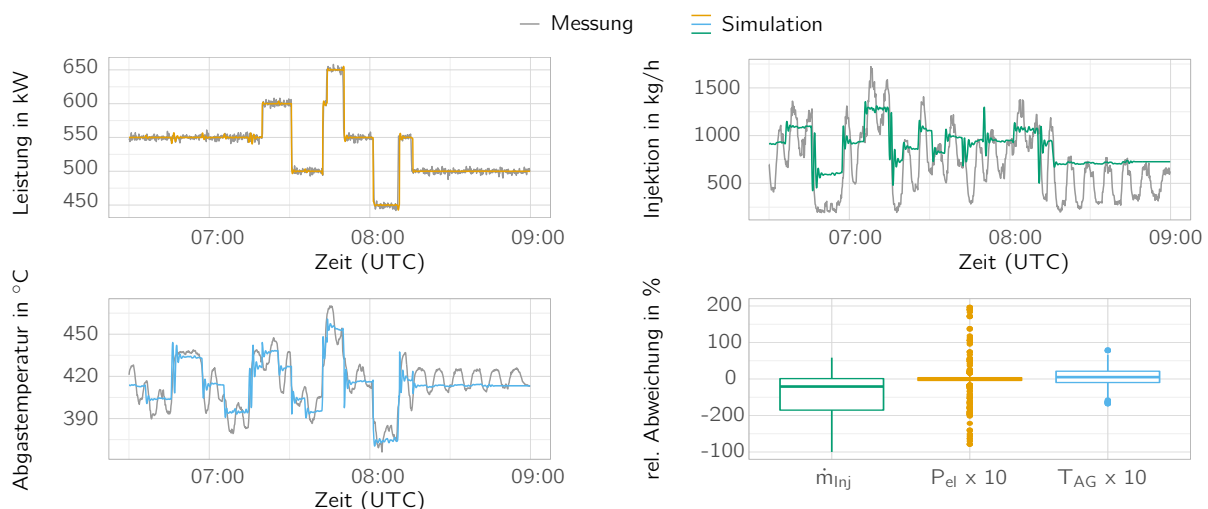


## 5.3 Vergleich der Versuchsfahrten mit der transienten Prozesssimulation

Anhand einer exemplarischen Versuchsfahrt soll die Qualität der transienten Prozessmodellierung dargelegt werden. Die simulierte Versuchsfahrt stellt eine Periode mit PLUS-Regelung dar. Dem Verbraucherstrang wird mittels zeitaufgelöster, tabellarischer Werte das Verbrauchsprofil vorgegeben. Der Leistungssollwert wird ebenfalls tabellenbasiert an die Gasturbinenregelung übergeben. Da die Sollwertänderungen in der Anlage als Sprungfunktionen an das PLS übergeben werden, wird bei dem Leistungssollwert der Simulation mit konstanten Segmenten gearbeitet.

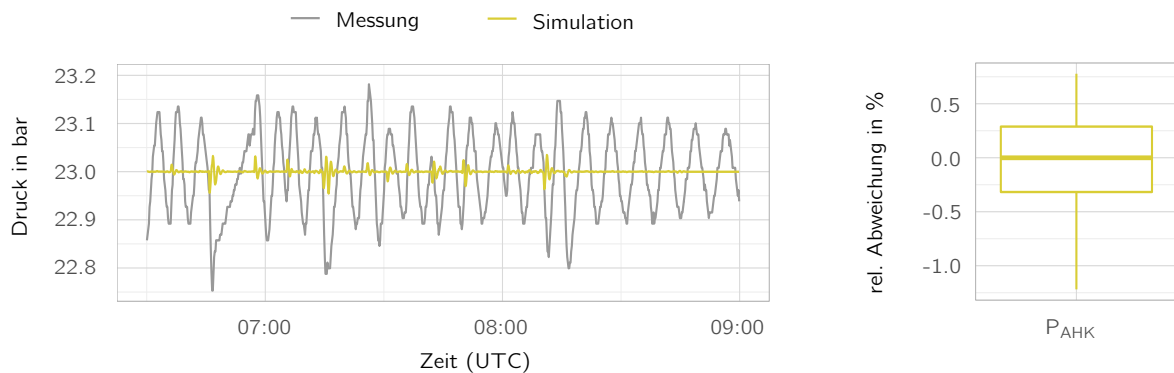
### 5.3.1 Vergleich der Messwerte der ZET-Anlage mit Ergebnissen aus der transienten, eindimensionalen Anlagensimulation

Wie Abb. 5.4 verdeutlicht, folgt die GT gut der Leistungsvorgabe. Der Fehler im oberen und unteren Quartil liegt bei 0,3 % und -0,4 %. Die Ausreißer erreichen in der Spitze 20 %, [91]. Die Abbildung der Regelstrecke der GT-Leistung kann damit als hinreichend genau angesehen werden.

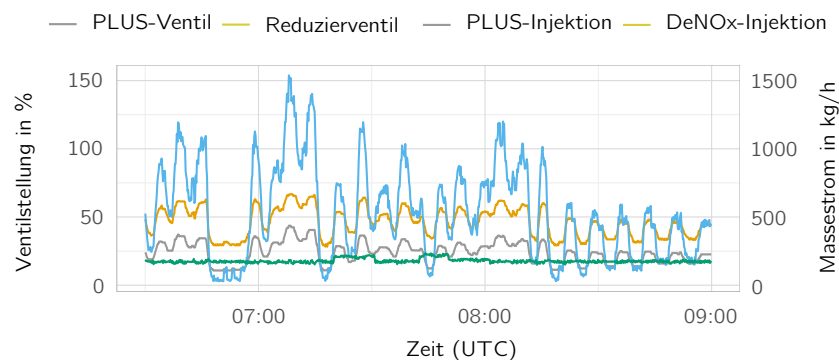


**Abbildung 5.4:** Vergleich von Messdaten mit Ergebnissen aus der transienten Prozesssimulation einer exemplarischen Versuchsfahrt

Seitens der Injektionsmenge zeigt sich ein deutlicher Unterschied zwischen Messung und Simulation. Die Messwerte weisen starke Überschwinger und auch Injektionswechsel im Geradeausbetrieb auf. Da die Injektionsmenge der Versuchsfahrt häufig bis auf die sehr geringe DeNOx-Menge (ca. 250 kg/h) abfällt, liegt der Interquartilbereich der relativen Abweichung der Simulation bei -2,2 % bis -105,5 %. Bei Betrachtung des zeitlichen Verlaufs der Injektion relativiert sich der



**Abbildung 5.5:** Gegenüberstellung des resultierenden Kesseldruckes in der Versuchsanlage und der transienten Prozesssimulation einer exemplarischen Versuchsfahrt



**Abbildung 5.6:** Messdaten der Versuchsanlage zu Ventilstellung und resultierendem Injektionsmassestrom

hoch anmutende Fehler durch die quantitative Bestätigung des ermittelten Regelwertes. Im Gegensatz zur Simulation sinkt jedoch die Injektionsmenge periodisch auf einen stark reduzierten Wert.

Aufgrund der zyklischen Wechsel in der Injektion sind auch seitens der Abgastemperatur an der Versuchsanlage ständige Änderungen erkennbar. Die relative Abweichung der Simulation zur Messung ist hierbei jedoch deutlich geringer, da die Messwerte dauerhaft auf hohen Werten im Bereich von 400 °C bleiben. Der Interquartilbereich der berechneten Abweichungen liegt bei –0,9 % bis 2,2 %.

Die Gegenüberstellung des Kesseldruckes in Abb. 5.5 zeigt einen deutlich ruhigeren Verlauf für den simulierten Fall, als an der Anlage gemessen. Die gemessene, veränderliche Dampf-injektion resultiert in Druckschwankungen des AHK um einen Median von 22,99 bar(abs) mit einer Schwingungsbreite von 0,4 bar, was ein angemessenes Regelband ist. Die Simulation zeigt Schwankungen lediglich im Bereich von  $\pm 0,05$  bar. Damit wird der Kesseldruck trotz deutlicher Betriebspunktverschiebung der GTA über die Regelung in einem hinreichend kleinen Regelband gehalten. Bei größeren Sprüngen im Lastpunkt - durch Leistungsvorgabe oder Injektionsänderung - zeigen beide Druckverläufe Überschwinger. Anhand der Betriebsmessungen in

Abb. 5.5 fallen die zyklisch wiederkehrenden Druckspitzen auf vergleichbarem Niveau auf. Diese liegen, wie insbesondere im *Geradeausbetrieb* ab 08:15 Uhr erkennbar, bei etwa 23,1 bar und 22,9 bar.

Dieses Verhalten kann zweierlei Ursachen haben. Einerseits liegt die Vermutung nahe, eine Hysterese der Rückführung der Regelgröße von 0,2 bar vorliegen zu haben. Andererseits kann die Regelgüte des PLUS-Ventils an der GTA zu Schwankungen führen. Bereits *Steinjan* [56] erwähnt, dass das PLUS-Ventil nur in %-Schritten regelt. Damit sind theoretisch Injektionsvariationen von  $\pm 100$  kg/h möglich. Zur genaueren Betrachtung der Schwankungen kann erneut Abb. 4.22 zu Rate gezogen werden. Auffällig ist dabei das Verhältnis von Injektionsmassenstrom und Ventilöffnung des PLUS-Ventils. Letzteres besitzt für den diskutierten Fall einen Durchfluss von etwa 1000 kg/h bei rund 30 % Öffnung. Die PLUS-Injektion stoppt bereits bei rund 10 % Ventilöffnung. Bei Unterstellung linearen Verhaltens eines idealen Proportionalventils kann damit ein Gradient von  $50 \text{ kg}/(\text{h}\%)$  errechnet werden. Da die Schwankungen der Injektion in Abb. 5.4 im Bereich von 250 kg/h bis 750 kg/h um Faktor zehn höher liegen, ist letztere Vermutung für die Schwankungen des Kesseldruckes nicht haltbar. Damit muss in der Regelstrecke des Kessels eine Hysterese implementiert sein. Anhand der Messdatenauswertung des entsprechenden Versuches kann die Vermutung einer Hysterese untermauert werden, vgl. Abb. 5.6. Unter Betrachtung insbesondere der letzten 30 min des Versuchszeitraumes kann der alternierende Geradeausbetrieb genauer untersucht werden. Wie erkennbar, finden die beobachteten Wechsel der PLUS-Injektion durch Verstellung des PLUS-Regelventils, um rund 11 % und einer parallel dazu verlaufenden Variation der Stellung des Reduzierventils um etwa 14 % statt. Die DeNOx-Injektion verbleibt, mit Ausnahme von üblichen Abweichungen von  $\pm 10$  kg/h, auf konstantem Niveau. Die PLUS-Injektion hingegen zeigt parallel zur Verstellung der genannten Ventile die o.g. Variationsbreite. So ist nachweisbar, dass die in derartiger Quantität alternierende Injektionsmenge nicht auf die in vorangegangener Arbeit diskutierte, ungenaue Einstellmöglichkeit des PLUS-Ventils zurückzuführen ist. Für die PLUS-Regelung kann die Ursache in einem implementierten Schwellwert für eine Hysterese des Kesseldruckes liegen. Da die Schwankungen, wie bereits von *Steinjan* [56] erwähnt auch im Betrieb mit fester Injektionsvorgabe auftreten, muss in der Regelkette der Dampf-injektion in der GTA-Steuerung eine versteckte Hysterese vorliegen. Da diese Steuerung für den Anwender jedoch nur in Teilen zugänglich ist, kann hierzu keine genauere Angabe gemacht werden.

Durch den Vergleich von Messung und Modell kann gesagt werden, dass aufgrund fehlender Störgrößen die simulierte Regelung im Modell deutlich genauer arbeitet, als der abzubildende Betriebsfall. Die genannten Störgrößen können beispielsweise Druckschwankungen im Vor- und Rückdruck der Injektion sein, welche durch die vereinfachte Darstellung des Dampfnetzes vor der Turbine nicht berücksichtigt werden. Dennoch stellt sich das transiente thermodynamische Modell von GTA und Kessel des ZET als sehr leistungsfähig mit hoher Güte der Ergebnisse heraus.

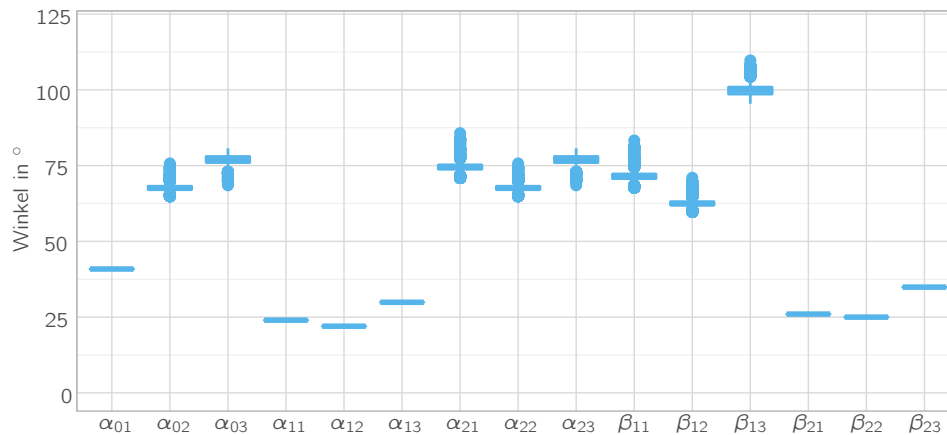
### 5.3.2 Gegenüberstellung der Ergebnisse einer zeitaufgelösten MSR mit Messwerten und dem eindimensionalen Modell

Anhand der bereits in Abschnitt 5.3.1 dargelegten Versuchsfahrt mit PLUS-Injektion wird die MSR qualifiziert. Als Randbedingungen werden der Abgasvektor, die Abgastemperatur und der Gegendruck des Kessels vorgegeben. Diese Werte stammen aus einer Vorwärtsrechnung des bereits diskutierten Modells. Besonderer Fokus liegt in der Auswertung auf den Ergebnissen zur Turbineneintrittstemperatur  $T_{T1}$  und -druck  $p_{T1}$ . Erstere kann aufgrund fehlender Messstellen lediglich mit den Ergebnissen der Vorwärtsrechnung abgeglichen werden. Der Druck hingegen kann dem an der Versuchsanlage gemessenen Verdichteraustrittsdruck und dem Ergebnis der Vorwärtsrechnung gegenübergestellt werden. Anhand des Verlaufes der Abgastemperatur  $T_{AG}$  in Abb. 5.8 wird die bereits diskutierte Abweichung des Ergebnisses der Vorwärtsrechnung gegenüber der Messung deutlich. Der für die MSR genutzte Abgastemperaturverlauf wurde hinsichtlich seines Einschwingverhaltens variiert, um Überschwinger der gemessenen Quantität an der Versuchsanlage zu generieren. Entsprechend des Verlaufes der Turbineneintrittstemperatur  $T_{T1}$  kann die hohe Genauigkeit der rein strömungsmechanischen Kalkulation nachgewiesen werden. Anhand des Boxplot in Abb. 5.8 werden die relativen Abweichungen des Turbineneintrittsdruckes und der -temperatur ersichtlich. Die MSR zeigt gegenüber der Druckmessung an der Anlage eine systematische Abweichung von 0,5 % im Median. Damit wird der Druck um rund 0,05 bar unterschätzt. Da keine Messung des Druckes nach der Brennkammer durchgeführt wird, muss der Verdichteraustrittsdruck der Versuchsturbine als Referenz hinzugezogen werden. Somit ist zu vermuten, dass der tatsächliche Druck tendenziell unterhalb der Ergebnisse der MSR anzusiedeln ist. Da die Abweichung zu der Referenzmessung innerhalb der Messgenauigkeit liegt, kann die Berechnung als verlässlich eingestuft werden. Im Bezug auf die thermodynamische Vorwärtsrechnung weist die MSR eine systematische Abweichung von 1,1 % hinsichtlich des Druckes und 0,9 % seitens der  $T_{T1}$  im Median auf. Es wird somit eine absoluten Abweichung zwischen MSR und thermodynamischer Vorwärtsrechnung von 0,1 bar, respektive 7 K erreicht.

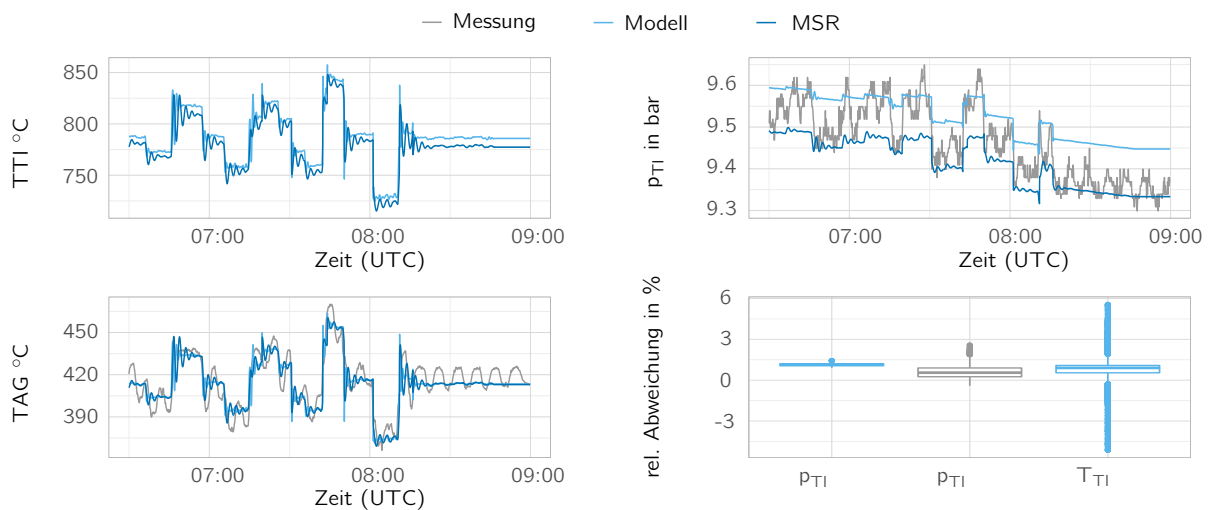
Der Boxplot in Abb. 5.7 zeigt die Variation der An- und Abströmwinkel der Maschine in der betrachteten Versuchsfahrt. Die vormals betrachteten Betriebspunkte decken den Leistungsreich von 430 bis 650 kW bei Dampfinkjektion von 0 bis 1200 kg/h ab. Die Nomenklatur sieht die Indizierung in der Reihenfolge Bilanzebene-Schaufelreihe vor. So ist bspw.  $\alpha_{21}$  der Winkel  $\alpha_2$  der ersten Schaufelreihe. Die resultierende Variation der Winkel fußt in dem breiten Betriebsspektrum der Versuchsfahrt. Aus der Teillast resultierende Fehlanströmungen werden dadurch mit in die Analyse aufgenommen. Die Geschwindigkeitsdreiecke und die Positionierung der Winkel im Median sind Abb. 5.9 zu entnehmen. Wie Abb. 5.7 verdeutlicht, sind sämtliche, aus der MSR resultierenden Strömungswinkel in vergleichbarer Größenordnung mit den bereits von *Steinjan* [56] kalkulierten und durch computational fluid dynamics (CFD) bestätigten Winkeln. Für alle Schaufelreihen wird über den Verlauf der Versuchsfahrt Mach 0,9 nicht überschritten. Variable Dampfinkjektion sowie die praktizierten Lastwechsel beeinflussen die lokale Mach-Zahl kaum merklich in der dritten Dezimalstelle, vgl. Abb. A.5 im Anhang A.3. Die bereits durch Steinjan aufgezeigte hohe Machzahl, insbesondere im Austritt der zweiten Leit- (12) und Laufreihe (22),

können bestätigt werden. Das hohe Risiko im hinteren Bereich der ersten Laufschaufel den transsonischen Bereich zu erreichen, wie in der CFD ermittelt, kann in der MSR nicht nachvollzogen werden.

Die Reaktionsgrade der Stufen sind in Tab. A.4 im Anhang A.2 zusammengefasst.



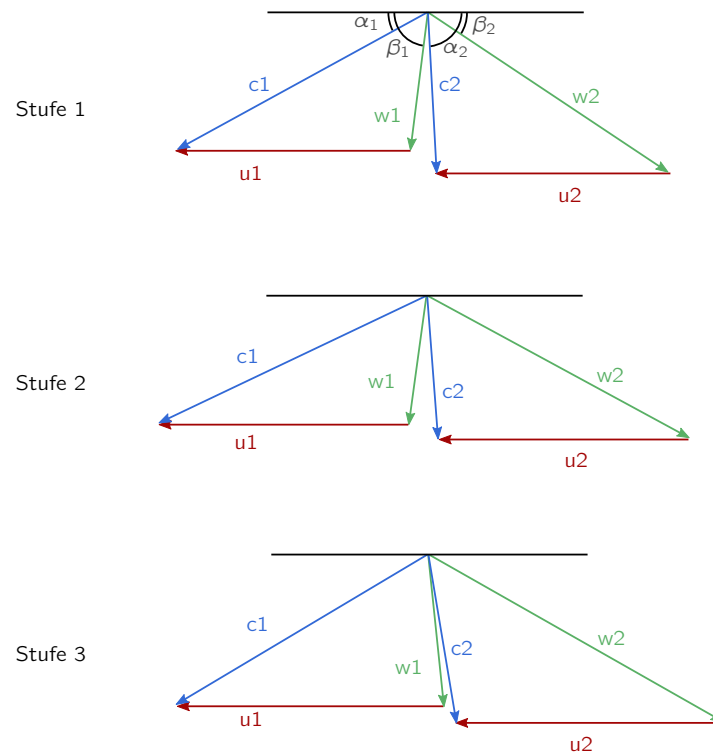
**Abbildung 5.7:** Resultierende Strömungswinkel der GPB06 aus der MSR einer exemplarischen Versuchsfahrt mit variabler Dampfinjektion



**Abbildung 5.8:** Vergleich von Messdaten mit Ergebnissen aus der transienten Prozesssimulation und der MSR einer exemplarischen Versuchsfahrt

### 5.3.3 Regelungsverhalten

Anhand der Erkenntnisse in Abb. 5.4 und 5.5 kann das PLUS-Regelungskonzept als zufriedenstellend beurteilt werden. Seitens der Schwankungen des Kesseldruckes und folglich der Dampfinjektion in der Anlage sind weitere Untersuchungen zur Regleroptimierung vorzusehen, um den



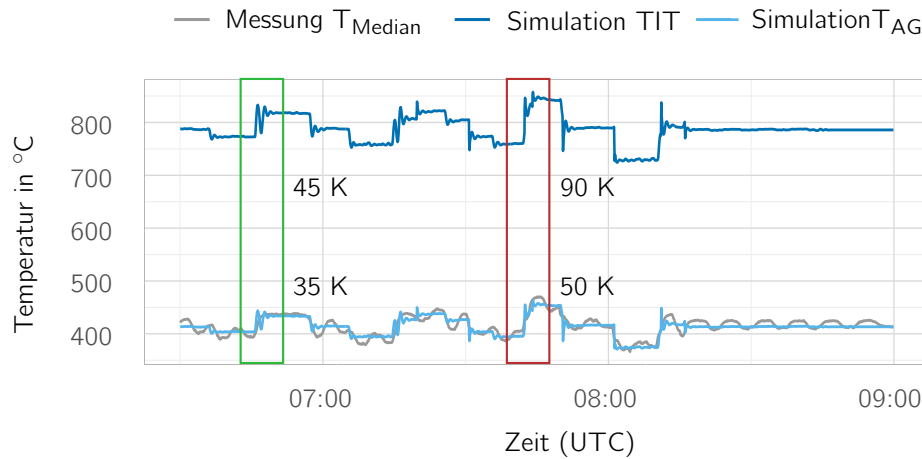
**Abbildung 5.9:** Geschwindigkeitsdreiecke im Median aus der MSR einer exemplarischen Versuchsfahrt

Geradeausbetrieb noch ruhiger zu gestalten und die Lastwechsel in der GTA durch alternierende Injektion zu reduzieren. Insbesondere muss der Fokus auf der Ursache der identifizierten Hysterese in der Kesseldruckregelung liegen.

### 5.3.4 Darstellung nicht messbarer Größen

Ziel der transienten Simulation ist die Abbildung nicht messbarer Größen, um Rückschlüsse auf die Maschinenbelastung und insbesondere auf hochbelastete Bauteile zu ermöglichen. Der Fokus liegt dabei auf der ersten Laufreihe der Turbine, da diese direkt durch volatile Dampfinkjektion und Lastwechsel beeinflusst wird. Die zeitlich aufgelöste Entwicklung der TIT ist Abb. 5.10 zu entnehmen. Die errechnete Abgastemperatur ist als Referenz ebenfalls aufgetragen. Deutlich fällt der gegenüber der Abgastemperatur  $T_{AG}$  erhöhte Temperatursprung der TIT auf. Messbar ist bei der rot gekennzeichneten Leistungserhöhung von 500 kW auf 650 kW ein Temperatursprung von 40 K im Abgas der GT. Dies kann mittels der Simulation bestätigt werden. Seitens der TIT ist derselbe Sprung mit einer Temperaturerhöhung von 90 K verbunden. Die Injektionsmenge steigt derweil geringfügig um etwa 200 kg/h an. Das reduziert die aus der Leistungserhöhung resultierende Temperaturerhöhung, welche auf der notwendigen Steigerung der Feuerungsleistung fußt.

Im Vergleich dazu resultiert die Fahrweise mit gleichbleibender Leistung und einer Injektionsreduktion um 500 kg/h in einer Erhöhung der TIT um 45 K, während die Abgastemperatur  $T_{AG}$  um 35 K ansteigt, vgl. grüne Markierung in Abb. 5.10.



**Abbildung 5.10:** Gemessene Abgastemperatur der GT im Vergleich zur errechneten Größe und Gegenüberstellung mit nicht messbarer Turbineneintrittstemperatur (TIT)

## 5.4 Lebensdauerabschätzung bei volatiler Dampfinjektion

Um den Effekt der Temperaturschwankungen hinsichtlich der Bauteilbeanspruchung im Heißgaspfad der GTA zu quantifizieren, findet eine numerische Simulation der ersten Leit- und Laufreihe der Maschine statt. Die Ergebnisse der MSR dienen als Referenz für die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten und der thermischen Randbedingungen.

### 5.4.1 Vereinfachtes Strömungsmodell der umströmten Schaufel

Der Näherung von Traupel [84] folgend, können die gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  über Leit- und Laufschaufel ermittelt werden. Hierbei diene Gl. (5.12) als Basis, wobei für die Meridiangeschwindigkeit  $c$  für die Leitschaufel das arithmetische Mittel von  $c_0$  und  $c_1$  gelte, während für die Laufschaufel der Mittelwert von  $c_1$  und  $c_2$  gebildet wird.

$$\alpha = \rho c_p c St \quad (5.12)$$

$$St = 0.0296 \left( \frac{W}{W_2} \right)^{0.8} (Re\zeta)^{-0.2} Pr^{-0.67} \quad (5.13)$$

Während Traupel, basierend auf Bogenkoordinaten in Abhängigkeit der Position auf dem Schaufelprofil, Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt, wird für die globale Abschätzung der  $\alpha$ -Werte auf die Diskretisierung verzichtet. So fallen die Terme des relativen Geschwindigkeitskoeffizienten und der örtlichen Diskretisierung  $\zeta$  weg.

$$\alpha = 0.0296 \rho c_p \text{Re}^{-0.2} \text{Pr}^{-0.67} \quad (5.14)$$

Als Referenz wird die Herangehensweise nach VDI-Wärmeatlas [92] für eine längsumströmte, ebene Wand herangezogen. Mittels der Nußelt-Zahl  $Nu$  nach Gl. (5.15) wird über einen laminaren und turbulenten Anteil, der mittlere, empirische Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  bestimmt, vgl. Gl. (5.18). Die thermische Leitfähigkeit des Fluids  $\lambda$  und die charakteristische Länge  $s$  werden für die Kopplung von  $Nu$  und  $\alpha$  benötigt.

$$Nu = \sqrt{Nu_{\text{Lam}}^2 + Nu_{\text{Turb}}^2} \quad (5.15)$$

$$Nu_{\text{Lam}} = 0.664 \sqrt{\text{Re}} \text{Pr}^{1/3} \quad (5.16)$$

$$Nu_{\text{Turb}} = \frac{0.0296 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}}{1 + 2.185 \text{Re}^{-0.1} (\text{Pr} - 1)} \quad (5.17)$$

$$\alpha = Nu \lambda \quad (5.18)$$

Die exemplarisch für trockene Luft ermittelten Werte der ersten Stufe der Turbine sind in Tab. 5.3 zusammengefasst.

**Tabelle 5.3:** Wärmeübergangskoeffizienten nach Traupel und VDI-Wärmeatlas für die Leit- (TLE) und Laufschaufel (TLA) der ersten Stufe der betrachteten GPB06 unter Vollast in  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$  für trockene Luft

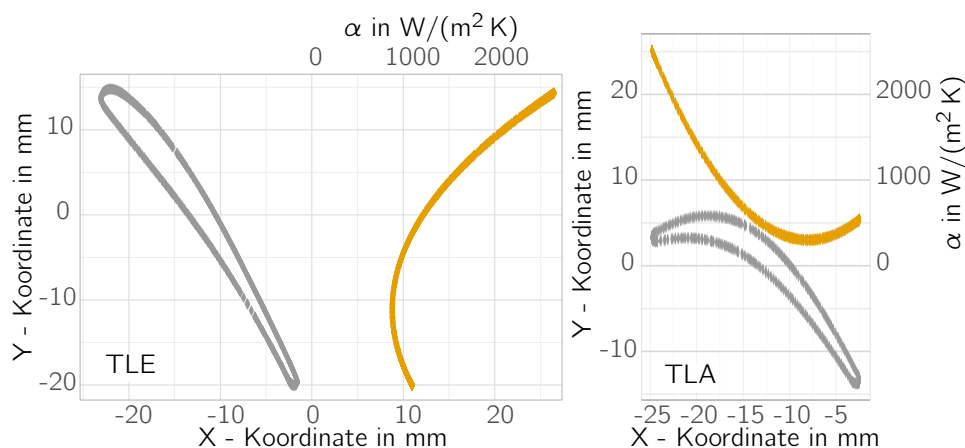
Methode	TLE	TLA
Traupel	2705,4	2491,7
VDI	930,8	432,9

Die Größenordnung des gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten über das Schaufelprofil kann anhand der Literatur bestätigt werden [93] [94] [95]. Um den aus der Literatur bekannten qualitativen Verlauf der  $\alpha$ -Verteilung zu berücksichtigen, wird ein parabolischer Ansatz gewählt, vgl. Abb. 5.11. Hierbei dienen die Ergebnisse nach Traupel für die Ermittlung des Maximums an der Profilhase, während die Ergebnisse nach VDI für das Minimum auf der Saug- und Druckseite genutzt werden. An der Hinterkante werden gegenüber der umströmten Platte je um  $200 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K})$  erhöhte  $\alpha$ -Werte angenommen.



Durch Bildung der Biot-Zahl für die Position größter Dicke soll der Effekt durch von der Realität abweichender Wärmeübergangskoeffizienten diskutiert werden. Anhand Gl. (5.19) wird mittels der charakteristischen Länge  $l$ , welche in diesem Fall durch beidseitige Erwärmung der halben Schaufeldicke entspricht, dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  an das umströmende Gas und der spezifischen Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_S$  des Schaufelmaterials die dimensionslose Biot-Zahl  $Bi$  gebildet. Die genutzten charakteristischen Längen betragen 1,9 mm für die Leit- und 3,15 mm für die Laufschaufel. Die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_S$  entspricht den Angaben in Tab. 5.4. Bei konservativer Unterstellung des maximalen in Tab. 5.3 dargelegten Wärmeübergangskoeffizienten ergibt sich eine Biot-Zahl von 0,223 für die Leit- und 0,200 für die Laufschaufel. Da diese Kennzahlen sehr niedrig sind, kann davon ausgegangen werden, dass durch die dünne Wandstärke und gute Wärmeleitfähigkeit der Schaufeln, der Wärmeübergangskoeffizient eine nachrangige Rolle bei der Erwärmung des Bauteils spielt.

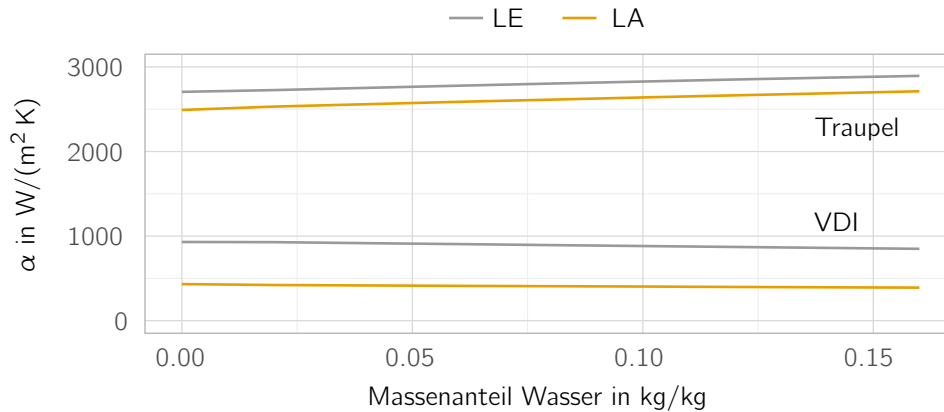
$$Bi = \frac{\alpha l}{\lambda_S} \quad (5.19)$$



**Abbildung 5.11:** Profilschnitt der Leit- (TLE) und Laufschaufel (TLA) der GPB60 im Mittel-schnitt; Parabolischer Verlauf der Wärmeübergangskoeffizienten über die X-, respektive Y-Koordinate des Profils

Mittels Parametervariation kann der Effekt variablen Dampfanteils im Heißgasstrom ermittelt werden. Der Massenanteil des Wassers wird von 0 auf 16 % erhöht. Die Kalkulation des Stoffgemisches erfolgt basierend auf dem resultierenden Partialdruck des Wassers. Der Anteil von 10 % entspricht einer gesamten Injektion von rund 900 kg/h. Wie Abb. 5.12 zu entnehmen ist, liegt ein näherungsweise lineares Verhältnis von Wasseranteil und empirischen  $\alpha$  vor. Die Näherung nach Traupel, welche für die Profilnase genutzt wird, zeigt leicht steigende Werte mit wachsendem Wasseranteil. Konträr dazu sinkt der nach VDI berechnete Wärmeübergangskoeffizient der umströmten Platte. Der Betrag der relativen Änderung der feuchten Umströmung mit 16 % Wasseranteil im Bezug zur trockenen Umströmung beläuft sich auf 7 bis 10 %. Da, wie bereits anhand der Biot-Zahl diskutiert, bei dem sehr dünnen Schaufelprofil durch die genutzten Wärmeübergangskoeffizienten eine sehr schnelle Annäherung an das umgebende Medium zu erwarten ist,

hat die ermittelte, geringe Änderung der  $\alpha$ -Werte kaum Relevanz für das Erwärmungsverhalten der Schaufeln.



**Abbildung 5.12:** Sensitivitätsanalyse zur Abhängigkeit des Wasseranteils im Heißgas auf den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten

#### 5.4.2 Thermisch transiente Simulation mit Kopplung zur Strukturmechanik

Mittels der Simulationssoftware Ansys 19.0 soll ein exemplarischer Lastwechsel der Versuchsturbine nachgerechnet werden. Die genutzten Randbedingungen basieren auf Ergebnissen der MSR. Verwendung findet ein 2D-Modell im Mittelschnitt der ersten Leit- und Laufschaufel. Die für die betrachtete GPB06Plus genutzten Werkstoffdaten für Co-Basis (TLE) und Ni-Basis-Legierungen (TLA) (vgl. Tab. A.2) werden entsprechend Angaben von *Lechner* [41] genutzt, vgl. Tab. 5.4. Für die Berechnung des Temperaturverlaufes wird die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  benötigt. Bei der folgenden Analyse der thermisch induzierten Spannungen finden der E-Modul, die mittlere, lineare thermische Ausdehnungskoeffizient  $\alpha$  und die Poissonzahl  $\nu$  Anwendung. Über den Simulationszeitraum werden konstante Wärmeübergangskoeffizienten entsprechend Abb. 5.11 vorgegeben.

**Tabelle 5.4:** Werkstoffdaten für Co-Basis und Ni-Basis-Legierungen bei 870 °C nach [41]

	Einheit	Co-Basis	Ni-Basis
$\lambda$	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	36	23
E-Modul	GPa	155	156
$\alpha$	$10^{-6}\text{K}^{-1}$	16,9	16,0
$\nu$	-	0,3	0,3

Mittels der transienten Berechnung sollen mögliche thermisch induzierte Spannungen im Schaufelblatt durch Lastwechsel ermittelt werden. Die Netzparameter der Modelle sind in Tab. 5.5 zusammengefasst, vgl. auch Abb. A.6 im Anhang A.3.

**Tabelle 5.5:** Netzstatistik der zweidimensionalen FEM-Modelle

	Knoten	Elemente	Elementgröße
TLE	4726	1467	0,25 mm
TLA	5328	1671	0,25 mm

### Definition des Lastfalles

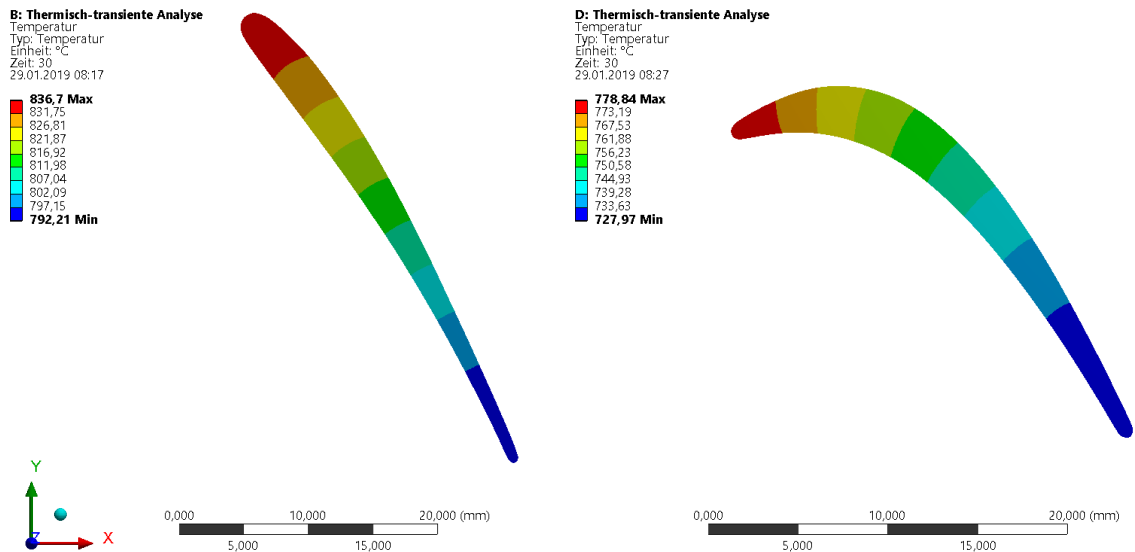
Der Betrachtung liegt der in Abb. 5.8 dargestellte Lastwechsel um 07:45 Uhr zu Grunde. Die Leistung der GTA wird von 500 kW auf 650 kW gesteigert, während die PLUS-Dampfinkjektion eine Absenkung um 270 kg/h erfährt. Der Temperaturgradient im Turbineneintritt kann mit 100 K innerhalb von 30 s beziffert werden. Der Temperaturverlauf entlang der Schaufeln wird als lineare Funktion in Abhängigkeit der X-, respektive Y-Koordinate vorgegeben. Aus der MSR resultiert eine geringe Änderung der Temperaturdifferenz über die Schaufeln aufgrund des Lastwechsels. Dieser ist für den Zustand vor, wie nach dem Sprung mit rund 100 K über die gesamte Stufe anzunehmen. Auch der Reaktionsgrad der Stufe unterliegt lediglich Änderungen in der dritten Dezimalstelle. Durch die Veränderung des Massestromes über die Turbine, findet eine Verschiebung des Betriebspunktes des Verdichters statt. Der Eintrittsdruck in die Turbine steigt, ebenso wie die tatsächlichen Wärmeübergangskoeffizienzen. Da dieser Effekt sich nur geringfügig auf die Temperaturentwicklung im Schaufelblatt auswirkt, kann er vernachlässigt werden.

Es findet eine Erwärmung des ideal gegen den Rotor isolierten Schaufelblattes statt. Die Lagerung basiert auf einem ideellen, infinitesimalen Fixpunkt, welcher thermische Ausdehnung in der XY-Ebene erlaubt. Eine axiale Verschiebung oder Rotation um die Z-Achse ist unterbunden.

### Profilschnitte und Wärmeübergangsverteilung

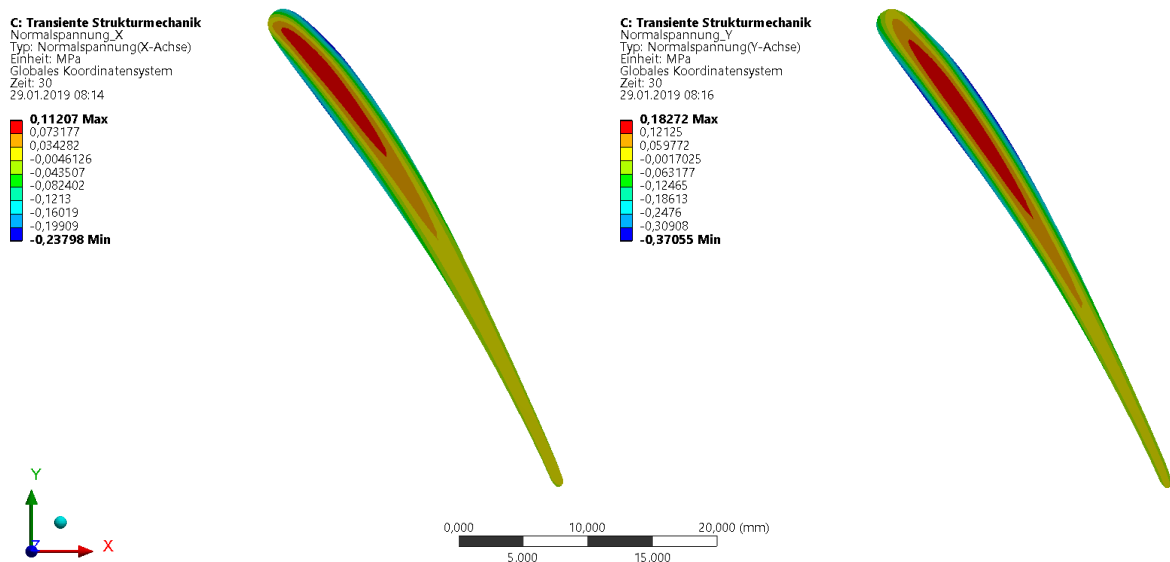
Das charakteristische Temperaturprofil der ungekühlten Schaufeln im Mittelschnitt kann Abb. 5.13 entnommen werden. Durch die hohen Wärmeübergangskoeffizienten erreicht das Schaufelblatt die stationäre Temperatur des Arbeitsmediums und spiegelt die aus den Randbedingungen stammende Abkühlung über den Strömungspfad wider. Auffällig ist die vollständige Durchwärmung des Blattes. Es liegt im größten Querschnitt durch den Lastwechsel eine geringfügige Temperaturdifferenz über das Schaufelprofil von 0,5 K vor. Während des gesamten Lastsprunges findet keine merkliche qualitative Änderung des axialen Temperaturprofils statt, lediglich die Absoluttemperatur variiert mit den Randbedingungen. Die Temperaturverteilung quer zum Profil ändert sich quantitativ nicht.

Anhand Abb. 5.14 und 5.15 werden die Spannungskomponenten in Richtung der Hauptachsen am Ende des Lastsprunges dargelegt. Dies spiegelt den maximal erreichten Spannungszustand wieder. Auffällig sind sowohl bei Leit- wie Laufschaufel die geringen, erreichten Druck-

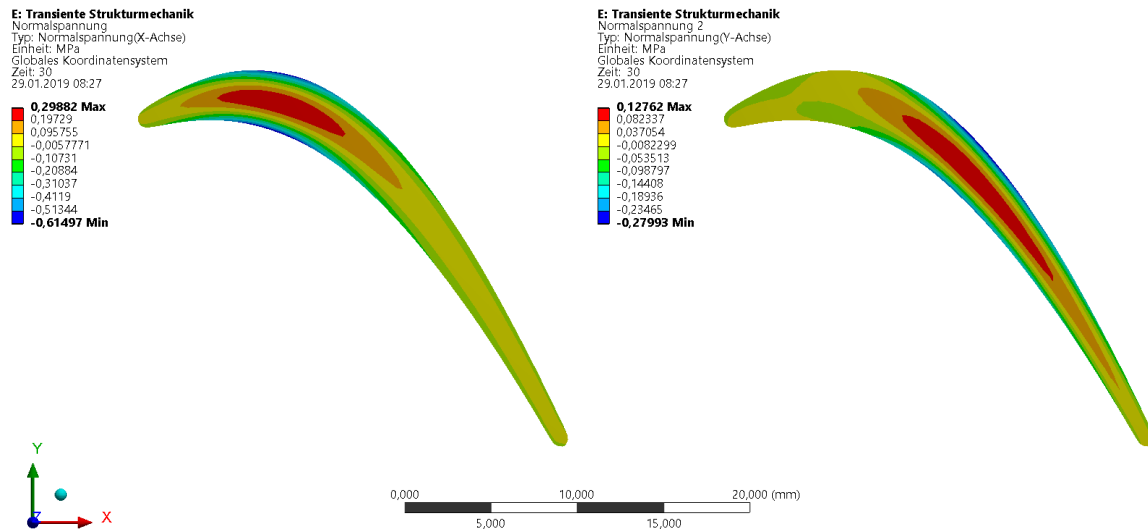


**Abbildung 5.13:** Temperaturverteilung in der ersten Leit- und Laufschaufel nach einem Lastsprung durch Reduktion der Dampfinjektion bei einem Leistungssprung

spannungen an der äußeren Sehne und Zugspannung nahe der Profelsehne im größten Querschnitt. Diese sind auf die o.g. geringfügige Temperaturdifferenz über das Schaufelprofil von 0,5 K zurückzuführen. Aufgrund der geringen Spannung im Bereich von  $-0,6$  bis  $0,3$  MPa kann die durch die mit der PLUS-Regelung induzierte, thermische Spannung als vernachlässigbar betrachtet werden.



**Abbildung 5.14:** Hauptnormalspannungen in der ersten Leitschaufel nach einem Lastsprung durch Reduktion der Dampfinjektion bei einem Leistungssprung



**Abbildung 5.15:** Hauptnormalspannungen in der ersten Laufschaufel nach einem Lastsprung durch Reduktion der Dampfinkjektion bei einem Leistungssprung

## Netzstudie

Zur Verifikation der Ergebnisse wird eine Netzstudie mit verfeinerter Vernetzung durchgeführt. Gegenüber der ursprünglichen Konfiguration von 0,25 mm wird die Elementgröße auf 0,1 mm reduziert. Die resultierenden Spannungsspitzen weichen hierbei um  $\pm 0,8\%$  von den Ergebnissen des ursprünglichen Netzes ab. Damit ist eine hinreichende Netzfeinheit und -struktur zu unterstellen.

### 5.4.3 Stationäre, strukturmechanische Berechnung der Biegebeanspruchung der ersten Laufschaufelreihe

Bei variabler Dampfinkjektion und Änderung der Leistungsanforderung findet sowohl eine dem diskutierten Fall entsprechende thermische Belastung als auch eine Änderung des übertragenen Momentes auf den Rotor statt. Daher soll, zusätzlich zu der Betrachtung der thermisch induzierten Spannungen, die Veränderung der Belastungen im Schaufelfuß bei variabler Leistungsanforderung quantifiziert werden.

#### Definition des Lastfalles

Anhand Auswertung der MSR kann gesagt werden, dass rund 27 % der auf die Turbine übertragenen Leistung über die ersten Laufreihe übertragen werden. Eine übliche Regelbandbreite der Turbine liegt im Lastbereich von 450 bis 650 kW, sprich in den oberen 30 % des Leistungsreiches. Bei Unterstellung einer Drehzahl von  $31\,500\text{ min}^{-1}$ , folglich einer Drehfrequenz  $N$  von 525 Hz, kann nach Gl. (5.20) das Drehmoment  $\vec{M}$  der ersten Laufschaufelreihe ermittelt werden.

Basierend auf der bekannten Schaufelzahl  $N_s$  ist damit das je Schaufel übertragene Drehmoment  $\vec{M}_s$  zu ermitteln. Anhand des Drehmomentes kann die mittlere, auf den Masseschwerpunkt des Schaufelblattes wirkende Kraft  $\vec{F}_s$  ermittelt werden. Hierfür werden die Dimensionen entsprechend Tab. A.3 im Anhang A.2 herangezogen. Die resultierenden Momente und Kräfte der betrachteten Lastpunkte sind in Tab. 5.6 zusammengefasst.

$$\begin{aligned}\vec{M}_s &= \frac{P}{\vec{\omega} N_s} \\ \vec{\omega} &= 2\pi N\end{aligned}\quad (5.20)$$

$$\begin{aligned}\vec{F}_s &= \frac{\vec{M}}{Dm'/2} \\ \vec{M}_{b,s} &= \vec{F}_s l'/2\end{aligned}\quad (5.21)$$

**Tabelle 5.6:** Auf die erste Laufschaufelreihe wirkende Momente und Ersatzkräfte für zwei exemplarische Lastpunkte

	Einheit	650 kW	450 kW
$P_T$	kW	2250	2050
$P_{TLA1}$	kW	608	553
$\vec{\omega}$	$\text{rads}^{-1}$	3298,6	3298,6
$\vec{M}_s$	Nm	184.1	167.8
$\vec{F}_s$	N	40.3	36.7
$\vec{M}_{b,s}$	Nm	0.39	0.36

Zur Ermittlung der Axialkomponente der Gaskräfte und Bestätigung der ermittelten Umfangskomponente werden anhand des Impulssatzes entsprechend Gl. (5.22) über die Strömungsbedingungen anhand der Ergebnisse der MSR die Kraftkomponente bestimmt. Hierfür Anwendung finden die baulichen Randbedingungen Schaufelzahl  $Z$ , die Schaufellänge  $l$  und die Teilung  $t$ . Die Ermittlung der Kraftkomponente in axiale  $F_{ax}$  und Umfangsrichtung  $F_u$  findet anhand Gl. (5.23) statt. Die resultierenden, auf die Laufschaufel der ersten Stufe wirkenden Gaskräfte sind in Tab. 5.7 zusammengefasst. Wie aus dem Vergleich der beiden Herangehensweisen hervorgeht, ist die reine Betrachtung über das Drehmoment eine grobe Abschätzung der wirkenden Kraft. Sie stellt die tatsächlich übertragene Energie, nicht jedoch die wirkenden, verlustbehafteten Kräfte an der Schaufel dar. Daher werden für die weitere Betrachtung die ermittelten Gaskräfte nach Tab. 5.7 genutzt.

$$\sum \vec{F} = \int_V \left( \frac{\delta \rho \vec{c}}{\delta t} \right) dV + \int_A \delta \rho \vec{c} (\vec{c} \vec{n} dA) \quad (5.22)$$

$$\begin{aligned}
 \vec{F}_u &= \frac{\dot{m}}{Z}(c_{1u} - c_{2u}) \\
 \vec{F}_{ax} &= \frac{\dot{m}}{Z}(c_{1ax} - c_{2ax}) + (p_1 - p_2)lt \\
 \vec{F}_{res} &= \sqrt{\vec{F}_u^2 + \vec{F}_{ax}^2}
 \end{aligned} \tag{5.23}$$

**Tabelle 5.7:** Auf die erste Laufschaufelreihe wirkende Gaskräfte für zwei exemplarische Lastpunkte

	Einheit	650 kW	450 kW
$P_T$	kW	2250	2050
$\vec{\omega}$	$s^{-1}$	3298.7	3298.7
$\vec{F}_u$	N	57.4	53.4
$\vec{F}_{ax}$	N	62.1	62.1
$\vec{F}_{res}$	N	84.5	81.9

## Modellbildung

Basierend auf dem bekannten Kopf- und Fußschnitt der Schaufel wird ein extrudiertes Modell der Laufschaufel generiert. Auf die Fläche des Schaufelkopfes wird eine externe Kraft aufgeprägt, welche in planarer Fläche und entsprechend ihrer diskutierten axialen Komponente und Umfangskomponente wirkt. Aufgrund der erhöhten Hebelwirkung durch die Angriffsfläche radial entfernt vom Mittelschnitt kann die Methodik als konservativ betrachtet werden. Sie entspricht der in Tab. 5.7 dargelegten Ersatzkräften  $\vec{F}_u$  und  $\vec{F}_{ax}$ . Der Schaufelfuß sitzt auf einem vereinfachten Fuß konzentrischer Oberflächen, welcher durch eine fixierte Lagerung in der inneren Fläche gehalten wird. Die Geometrie des Schaufelfußes wird an Messungen an der Maschine angelehnt. Eine Winkelgeschwindigkeit von  $3298,7 \text{ min}^{-1}$  des Modells um die globale Y-Achse wird aufgeprägt. Die Kante zwischen Schaufel und Fuß ist mit einer Verrundung mit einem Radius von 1 mm modelliert. Die Vernetzung findet mittels Tetraeder der Seitenlänge 0,25 mm statt, vgl. Abb. A.7 im Anhang A.3. Eine Verfeinerung im Bereich der Verrundung mit Faktor 2 wird durchgeführt. Die resultierende Netzstatistik ist in Tab. 5.8 zusammengefasst.

**Tabelle 5.8:** Netzstatistik des dreidimensionalen FEM-Modells

	Knoten	Elemente	Elementgröße
TLA	4521106	3283136	0,25 mm

### **Resultierende Maximalspannungen im Schaufelfuß**

Die anhand des vereinfachten Modelles berechnete Zugspannung durch Überlagerung von Rotation und Gaskräften im Schaufelfuß beläuft sich auf 573,6 MPa bei 650 kW und 570,6 MPa bei 450 kW, vgl. Abb. A.8 im Anhang A.3. Der Punkt maximaler Zugbeanspruchung liegt erwartungsgemäß auf der Druckseite, stromaufwärts der Hinterkante. Die resultierende Schwellbeanspruchung beläuft sich damit auf eine Bandbreite von 3 MPa, was einer relativen Verminderung gegenüber der maximal auftretenden Spannung von 0,5 % entspricht. Der übrige Fuß wird für beide Lastfälle mit durchschnittlich rund 300 MPa auf Zug belastet. Die von *Steinjan* [56] dargestellte Entwindung durch Rotation kann bestätigt werden.

Es ist zu vermuten, dass es durch anfänglichen Betrieb der Maschine zu lokaler Verformung der Schaufel durch plastische Dehnung kommt. Damit findet eine Reduktion der maximalen Zugbeanspruchung statt. Im Stillstand der Maschine stellt sich im Schaufelprofil eine Druckspannung an der äußeren, betreffenden Faser ein.

Als Referenz wird eine getrennte Simulation mit alleiniger Rotation des Modells durchgeführt. Die resultierende maximale Zugspannung liegt an derselben Stelle wie unter Berücksichtigung der Gaskräfte, am Fuß der Hinterkante. Sie ordnet sich bei 538,5 MPa ein. Der übrige Fuß wird bei reiner Rotation ebenso wie unter Verwendung der Gaskräfte mit durchschnittlich rund 300 MPa belastet. Hinsichtlich der Zugspannung findet damit durch die Gaskräfte eine Erhöhung des lokalen Maximums um 6,5 % statt.

### **Netzstudie des mechanischen Schaufelmodells**

Zur Verifikation der Ergebnisse wird eine Netzstudie mit verfeinerter Vernetzung durchgeführt. Gegenüber der ursprünglichen Konfiguration von 0,25 mm wird die Elementgröße auf 0,4 mm erhöht. Die resultierenden Spannungsspitzen weichen hierbei um 0,55 % von den Ergebnissen des ursprünglichen Netzes ab. Damit ist eine hinreichende Netzfeinheit und -struktur zu unterstellen.

#### **5.4.4 Auswertung der strukturmechanischen Berechnungen**

##### **Variation der Dampfinjektion bei konstanter Leistungsanforderung**

Wie bereits aufgeführt, erreichen die thermisch induzierten Spannungen vernachlässigbare Werte. Dies ist mit den dauerhaft durchwärmten Schaufeln erklärbar. Aufgrund der hohen Wärmeübergangskoeffizienten und der dünnen Bauweise findet mit Variation der Heißgastemperatur eine nahezu gleichzeitige Änderung der Schaufeltemperatur statt. Die thermischen Spannungen im Schaufelfuß können aufgrund der Wärmeleitung in die Radscheibe, gegenüber der Ergebnisse im



Mittelschnitt, erhöhte Werte aufweisen. Da die Schaufeln ungekühlt sind, sind unzulässige Grenzwertüberschreitungen jedoch eher unwahrscheinlich. Da die thermischen Randbedingungen, insbesondere in der Radscheibe schwer abschätzbar und die numerischen Ergebnisse somit beliebig ungenau sind, wird auf eine Betrachtung des Schaufelfußes verzichtet.

Bei konstanter elektrischer Leistungsanforderung und variabler PLUS-Dampfinjektion liegt keine Änderung des übertragenen Momentes auf den Rotor vor. Damit ist die einzige Mehrbelastung der Schaufeln die genannte, thermische Variation. Durch Restriktionen in der Öffnungs- und Schließzeit des Injektionsventiles sind thermische, durch Dampfinjektion induzierte Laständerungen mit höheren Gradienten, als in der strukturmechanischen Berechnung dargelegt, nicht zu erwarten. Der Betrieb mit volatiler Dampfinjektion kann somit als unproblematisch deklariert werden.

### **Variation der Dampfinjektion bei veränderlicher Leistungsanforderung**

Die resultierenden, maximalen Spannungen im Schaufelfuß erreichen lokal, druckseitig am Fuß der Hinterkante, hohe Werte. Das lokale Spannungsmaximum unter Berücksichtigung von Rotation und Gaskräfte erreicht rund 75 % der in der Literatur verfügbaren Grenzwerte, vgl. Abb. A.11 im Anhang A.3. Im Mittel liegt die Zugspannung im Schaufelfuß bei rund 300 MPa. Anhand Abb. A.9 im Anhang A.3 wird deutlich, dass für den betrachteten Lastfall (750 °C) über 10 000 h Standzeit bis zur Erreichung von 1 % plastischer Dehnung möglich sind. Aufgrund des lokalen Spannungsmaximums und der stark vereinfachten Nachrechnung ist dies jedoch nicht mit Sicherheit nachweisbar. Es finden vermutlich durch Nebeneffekte, wie hochfrequente Schwingungsanregung durch das Nachlaufgebiet der Leitreihe, zusätzliche mechanische Beanspruchungen der Laufschaufeln statt.

### **5.4.5 Schlussfolgerung für den Betrieb mit variabler Dampfinjektion**

Wie die Ergebnisse der Maximalspannungen im Schaufelfuß verdeutlichen, sind die durch Dampfinjektionsänderung bedingten, thermisch induzierten Spannungen in der Schaufel vernachlässigbar. Die zeitlichen Gradienten der Dampfinjektion sind durch die Öffnungs- und Schließzeiten des PLUS-Dampfinjektionsventils begrenzt. Aufgrund der bereits in Abschnitt 4.5.1 diskutierten Fahrweise mit Rampenfunktion in der Sollwertverstellung der Dampfinjektion, findet bereits innerhalb der SPS eine hinreichende Begrenzung der Verstellgeschwindigkeit des Injektionsventiles statt. Aufgrund des dargelegten PT1-Verhaltens des Ventiles ist eine Redundanz zu der SPS vorhanden.

Leistungsänderungen der GTA resultieren in deutlich höheren Belastungen der Schaufel, welche als Schwellbeanspruchung mit resultierender unterer Spannung deutlich über dem Nullpunkt in Erscheinung treten. Durch Erhöhung der Dampfinjektion sinkt die Turbineneintrittstemperatur  $T_{T1}$  um bis zu 100 K. Dadurch entfernt sich der Werkstoff von seiner maximal zulässigen Spannung zugunsten einer höherer Festigkeit. Für Gasturbinen im Cheng-Prozess gilt dies nicht,

respektive nur bedingt, da bei Dampfinkjektion eine konstante, oder gar Erhöhung der Feuerungsleistung vorgesehen ist. Damit steigen die Gaskräfte bei konstanter Betriebstemperatur der Heißgaskomponenten.

#### 5.4.6 Diskussion der EOH-Methode für Maschinen im GiD-Prozess

Um einen Überblick über die Belastung von Heißgaskomponenten einer GTA zu erhalten und deren rechtzeitige Prüfung zu gewährleisten, dient der Ansatz zur Berechnung der EOH.

Der Hersteller GE nutzt zwei Varianten zur Ermittlung des Wartungsintervalles [96]. Einerseits die hier betrachtete, stundenbasierte Herangehensweise, andererseits eine auf den Starts basierende Methode. Erstere sieht eine gewichtete Summation der gefahrenen Stunden verschiedener Lastpunkte vor, welche über die rein tatsächlich gezählten Stunden zu einem Instandhaltungsfaktor  $F_W$  (*maintenance factor*) verrechnet werden. Dieser kann anhand einer Referenzzeit  $T_{I,ref}$  je Maschine und Inspektionskategorie (Prüfung der Heißgaskomponente, der Brennkammer oder Hauptinspektion) zu einem Wartungsintervall  $I_W$  umgerechnet werden, vgl. Gl. (5.24). Der Wasser-/Dampfinkjektionsfaktor  $S_i$  errechnet sich aus dem prozentualen Anteil des Injektion  $I_i$  im Verhältnis zum Verdichtermassestrom. GE berücksichtigt durch die Faktoren  $M_i$  und  $K_i$  die Verwendung des Co-Basis-Werkstoffes FSX-414 im Leitapparat. Ebenso findet die Betriebsart *dry/wet* Berücksichtigung. Letztere beschreibt den Betrieb mit Dampfinkjektion bei konstanter Feuerungsleistung [97], sprich bei elektrischer Leistungserhöhung durch Injektion. Der *dry*-Betrieb entspricht bilanziell dem GiD-Prozess, da hierbei die Auslegungsleistung nicht überschritten wird. Geringere Injektionsmassenströme ( $<2,2\%$  des Verdichtermassestromes) finden im *dry*-Betrieb keine Berücksichtigung. Die in die Berechnung eingehenden Faktoren sind in Tab. 5.9 zusammengefasst. Die Konstanten zur Berechnung des Wasser-/Dampffaktors  $S_i$  sind in Tab. 5.10 dargestellt.

$$I_W = \frac{T_{I,ref}}{F_W}$$

$$F_W = \frac{\sum_{i=1}^n (S_i A_{p_i} A_{f_i} t_i)}{\sum_{i=1}^n (t_i)} \quad (5.24)$$

$$S_i = K_i + (M_i I_i)$$

Anhand Abb. 5.16 geht hervor, dass in der genutzten EOH-Methode, die Dampfinkjektion zu einer Erhöhung der  $T_{I,ref}$  und damit Reduktion des Wartungsintervalles führt. Die Startbasierte EOH-Methode des Herstellers GE, wie auch Alstom berücksichtigt Dampfinkjektion nicht. Auch die stundenbasierte EOH-Bestimmung der Firma Alstom benennt keinen Faktor für Dampfinkjektion [96].

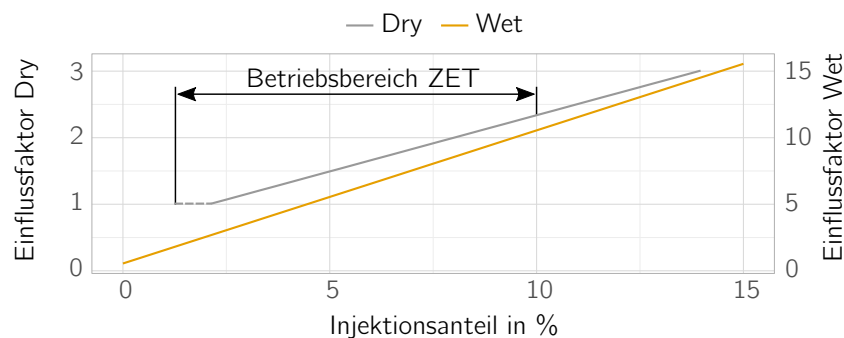
Anhand der Erkenntnisse zum Zuwachs des Wärmeübergangskoeffizienten durch Erhöhung des Partialdruckes des  $H_2O$  ist die Schlussfolgerung möglich, dass bei konstanter  $T_{T1}$  und gekühlten

**Tabelle 5.9:** Auszug der Wichtungsfaktoren der EOH-Methode nach GE [96]

Faktor	Bezeichnung	Unterkategorie	Wert
i	Betriebsarten		1..n
$A_{p_i}$	Lastfaktor	Teil- bis Grundlast	1,0
		Spitzenlast	>1,0
$A_{f_i}$	Brennstofffaktor	Erdgas	1,0
		HEL	1,5
			$A_{p_i}A_{f_i} \geq 1,5$
$S_i$	Wasser-/Dampffaktor		1..15 <sup>+</sup>

**Tabelle 5.10:** Konstanten zur Ermittlung des Wichtungsfaktors für Wasser-/Dampfinjektion der EOH-Methode nach GE für Maschinen mit Leitapparat aus FSX-414 [96]

Betriebsart	$\dot{m}_{Inj}/\dot{m}_V$	M	K
Dry	<2,2 %	1,0	1,0
Dry	>2,2 %	0,18	0,6
Wet	>0 %	0,55	1,0



**Abbildung 5.16:** Injektionsabhängige Bestimmung des Wasser-/Dampffaktors  $S_i$  zur Ermittlung der EOH einer GTA im Dry/Wet-Betrieb nach [96]

Turbinenstufen gesteigerte Injektion zur Erhöhung des Temperaturgradienten innerhalb des Schaufelmaterials führt. Dies lässt lokale, thermisch bedingte Spannungsmaxima wachsen. Zusätzlich liegen für diese Betriebsart, gegenüber des reinen Gasturbinenbetriebs, erhöhte Gaskräfte vor, welche die Biegebeanspruchung insbesondere im Fuß der Laufschaufeln erhöhen. Für Leitreihen beschreibt [98] mit Fokus auf gekühlte Co-Basis-Schaufeln des Typs FSX-414 Rissentwicklung nahe von Kühlluftbohrungen, aufgrund Ermüdung des Materials. Die Werkstoffstruktur ändert sich durch Kornwachstum, damit reduziert sich die mechanische Belastbarkeit.

Bei ungekühlten Schaufeln, wie in der betrachteten GPB06, besteht das Risiko lokal erhöhter Temperaturgradienten durch Kühlluftbohrungen nicht. Somit liegt die primär induzierte, thermische Spannung in Änderungen der Turbineneintrittstemperatur  $T_{T1}$ , welche, wie bereits diskutiert, durch die Regler der Dampfinjektion hinsichtlich ihrer Gradienten begrenzt sind. Der

GiD-Prozess in der dargelegten Variante, als ungekühlte Maschine mit Injektion stromabwärts der Brennkammer und keiner Option zur Leistungserhöhung über den Nennlastpunkt, kann somit für die volatile Dampf-injektion zur Regelung des Kessel-/Dampfnetzdruckes bestätigt werden.

Die betrachtete GTA in GiD erreichte im Sommer 2018 12 000 EOH. Nach den Ergebnissen der Revision durch den Hersteller konnte keine Degradation ermittelt werden. Es sind keine Ablagerungen, welche auf die Dampf-injektion zurückzuführen sind, nachweisbar. Die Revision umfasste die Zerlegung des Rotors und visuelle Prüfung der Bauteile.

## 5.5 Wasserrückgewinnung

Ein ökonomisch wichtiger Anlagenteil im GiD-Prozess ist die Wasserrückgewinnung und nachfolgende -aufbereitung. Dadurch kann, in Form von Dampf injiziertes Wasser, am kalten Ende des Kessels auskondensiert und wiederverwendet werden, ohne erneut Frischwasser zu beziehen.

*Poullikas* [99] vergleicht die Entwicklung der spezifischen Stromgestehungskosten verschiedener Anlagen im STIG-Betrieb. Der Fokus liegt dabei auf dem Vergleich verschiedener Anlagengrößen und der Anwendung einer Rückkondensation im Vergleich zum Betrieb eines konventionellen AHK mit kontinuierlicher Wasseraufbereitung. Hierbei fließen Investitions-, Brennstoff- und laufende Kosten neben dem erhöhten Eigenenergiebedarf durch eine Umkehrosmose ein. Erwartungsgemäß sinken die Stromgestehungskosten mit zunehmender Auslastung und Größe der Anlagen. Auffällig ist der geringe Unterschied zwischen den Anwendungsfällen mit und ohne Rückkondensation. Im betrachteten Auslastungsfall von 80 % unterscheiden sich die Stromgestehungskosten bei Nutzung von Erdgas als Brennstoff um 0,75 %-Punkte zugunsten der Rückkondensation, was im Median geänderte Stromgestehungskosten von 0,03 €ct/kWh bedeutet. Der Autor beachtet bei der Berechnung jedoch nicht die Notwendigkeit der Aufbereitung des Rückkondensates, sondern setzt die direkte Wiederverwertung voraus. Die erhöhten spezifischen Investitions- und laufenden Kosten für Anlagen mit Rückkondensation werden hingegen berücksichtigt und betragen im Median 7,5 %-Punkte in der Investition und 9 €ct/kW–Monat seitens der fixen, leistungsabhängigen Betriebskosten [99]. Der Median der variablen, laufenden Kosten steigt um 7,2 %-Punkte. Die Wasseraufbereitung, welche eine Umkehrosmose beinhaltet wird seitens der kapazitätsabhängigen Kapitalkosten  $K_{Inv,r}$  mit im Mittel 668,4 €/m<sup>3</sup>d angegeben. Für die Anlage im ZET, mit einer konservativ vorgegebenen Aufbereitungskapazität von 4 t/h ist mit einer Investition von 34 000 € zu rechnen. Die Fixkosten der Wasseraufbereitung  $K_{fix,r}$  werden im Median mit 42,3 €/m<sup>3</sup>d angegeben. Für die Versuchsanlage belaufen sich unter Annahme einer mittleren Injektion  $\dot{V}_m$  von 0,65 m<sup>3</sup>/h die Fixkosten der Wasseraufbereitung folglich auf 659,9 €/a. Das entspricht jährlich 1,9 % der Investitionskosten für Instandhaltung und Wartung. Die Energieaufnahme einer Umkehrosmoseanlage wird in [99] mit 3,77 kWh/m<sup>3</sup> angegeben. Unter Annahme eines Abschreibungszeitraumes  $t$  von 10 a und einer Betriebszeit  $t_a$

von 150 d/a ergeben sich nach Gl. (5.25) spezifische Kosten  $K_{\text{UO, spez}}$  von 1,7 €/m<sup>3</sup> für den Betrieb der Umkehrosmose.

$$K_{\text{UO, spez}} = \frac{K_{\text{Inv, r}} + K_{\text{fix, r}} t}{\dot{V}_{\text{mta}} t \frac{24\text{h}}{\text{d}}} \quad (5.25)$$

Bei einem Verbrauchspreis von 2,14 €/m<sup>3</sup> und einem Grundpreis von 8,19 €/Monat [100] ergibt sich für o.g. Näherung ein jahresgemittelter, tatsächlicher Trinkwasserpreis von 2,18 €/m<sup>3</sup>. Nach [72] kann für die Wasseraufbereitung im Summe von 5,4 €/m<sup>3</sup> bei einer mittleren Aufbereitung von 0,65 m<sup>3</sup>/h ausgegangen werden. Verbrauchsgüter, wie bspw. Enthärter-salze, anfallende Wartungsarbeiten, Abwasserkosten für den Verwurf, sowie die Regeneration der Mischbettionenaustauscherharze fließen in die Kalkulation ein. Letztere erfolgt im ZET kraftwerksanlagenuntypisch durch einen Dienstleister und hält einen Kostenanteil von rund 25 % der Aufbereitungskosten.

Da das Rückkondensat die gesamte Aufbereitungsstrecke -ausgenommen der Enthärtung - durchlaufen muss, um erneut in den GiD-Prozess injiziert zu werden, kann der monetäre Effekt der Rückkondensation in guter Näherung anhand der absoluten Trinkwassereinsparung und derer spezifischer Kosten abgeleitet werden. Diese tragen rund 40 % zu den Gesamtkosten bei. Anhand der praktizierten und rechnerisch nachgewiesenen, mittleren Rückkondensationsquote von 64,27 % (vgl. Abschnitt 4.6.2) kann der spezifische Wasserpreis im ZET der TU Dresden von 5,4 €/m<sup>3</sup> um 25,7 % auf 4,01 €/m<sup>3</sup> reduziert werden.

Unter den aus dem Versuchsbetrieb bekannten Randbedingungen der Rückkondensation kann die Dimensionierung der Wasseraufbereitung seitens der Betrachtung nach [99] übernommen werden. Dies ist begründet mit der Tatsache, dass während des Betriebes der Rückkühleinrichtung das Rückkondensat aufbereitet werden muss. Der Verlust über die Rückkondensation im ZET aufgrund der Bypassverluste muss mit Frischwasser kompensiert werden.

### 5.5.1 Alternative Wiederaufbereitung des Rückkondensates

Es wurden unterschiedliche Varianten der Wiedereinbindung des Rückkondensates als Alternativen zu der im ZET praktizierten Methode betrachtet. Nach aktuellen Erkenntnissen besteht die vielversprechende Möglichkeit, die Umkehrosmose als Entsalzungsanlage durch eine Membrandestillation zu substituieren. Das Verfahren der Air-Gap-Membrandestillation (AGMD) basiert auf einem thermisch getriebenen Separationsverfahren durch eine mikroporöse, hydrophobe Membran. Das Partialdampfdruckgefälle, welches üblicherweise auf einer Temperaturdifferenz zwischen dem warmen Feedstrom (Speisewasser) und dem gekühlten Permeatstrom basiert, ist hierbei die Triebkraft. Bei der AGMD gewährleistet ein luftgefüllter Spalt die thermische Isolation zwischen Feed- und Permeatseite und führt so zu höheren Temperaturgradienten über der Membran. Dies führt zu geringeren thermischen Verlusten durch Wärmeleitung und ist dadurch energetisch effizienter [101]. Die Leitfähigkeit von Wasser kann mittels AGMD um bis zu 95 %

vermindert werden [102] [103]. Da im Kraftwerksprozess große Mengen Abwärme vorhanden sind, bietet sich die Membrandestillation als Substitut zu der elektrisch betriebenen Umkehrosmose an.

Die AGMD wurde in Kooperation mit dem Department of Energy Technology am Royal Institute of Technology (KTH) in Stockholm/ Schweden getestet. Es wurden Versuche mit zwei Laboranlagen mit unterschiedlich breiten Luftspalten durchgeführt. Den Analysewerten des Rückkondensates am ZET entsprechende Modellwasser dienten als Proben. Während der Untersuchung wurden 34 Experimente auf zwei Temperaturniveaus (60 °C und 72 °C) in Anlehnung an verfügbare Abwärmeströme der GiD-Versuchsanlage am ZET gewählt [104].

Die Ergebnisse der Wasseranalytik zeigen, dass die Reinstwasseraufbereitung mit AGMD sehr effektiv ist. Die Leitfähigkeit der Permeate betragen im Mittel zwischen  $0,69 \pm 0,04$  und  $0,84 \pm 0,10 \mu\text{S}/\text{cm}$ . Die erreichte Leitfähigkeit ist geringer als die geforderte Leitfähigkeit des Gasturbinenherstellers. Die Ergebnisse für den pH-Wert unterscheiden sich nicht zwischen den beiden Laboranlagen und liegen zwischen pH 3,7 und 7,1. Für die Anionen Sulfat, Nitrat, Nitrit, Chlorid, Fluorid und die Kationen Eisen, Magnesium, Calcium wurden im Permeat Konzentrationen unterhalb der Nachweisgrenze analysiert. Weder die Zusammensetzung des Modellwassers, noch die Betriebsbedingungen zeigten einen Einfluss auf die Permeatqualität. Gemäß den Ergebnissen für die Laboranlage scheint weder eine vorgeschaltete Enthärtung noch eine Nachbehandlung über bspw. Mischbettionenaustauscher nötig zu sein. Folglich werden die Qualitätskriterien für die Injektion in die GTA erfüllt. Der experimentell nachgewiesene Permeatfluss von  $9 \text{ l}/(\text{m}^2 \text{ h})$  [61] kann anhand Untersuchungen in [105] durch Erhöhung der Feed-Temperatur (80 °C) auf 15 bis  $16,8 \text{ l}/(\text{m}^2 \text{ h})$  erhöht werden.

Bei Unterstellung eines maximal möglichen Permeatflusses von  $16,8 \text{ l}/(\text{m}^2 \text{ h})$  ist für einen, dem ZET gleichwertigen Auslegungsfall ( $4 \text{ m}^3/\text{h}$ ), eine Membranfläche von  $238 \text{ m}^2$  notwendig. Die Umkehrosmose im ZET der TU Dresden arbeitet mit drei Membranen je  $37,1 \text{ m}^2$  des Typs *Nitto ESPA1-8040*. Unter Nutzung von Gl. (5.25) und Unterstellung eines der Umkehrosmose entsprechenden Anteils von 1,9 % der Investitionskosten für Instandhaltung und Wartung, ergeben sich spezifische Maximalkosten für die Investition in eine AGMD von  $142,8 \text{ €/m}^2$ . Dieser Wert bezieht sich auf die Substitution einer Umkehrosmose ohne Änderung der restlichen Wasseraufbereitung im ZET.

Die Einbindung einer AGMD kann, wie diskutiert, als Substitut der vorhandenen Umkehrosmose stattfinden. Basierend auf den erzielten Ergebnissen kann auf die folgende Nachbehandlung über Mischbettionenaustauscher verzichtet werden. Damit wäre die Wasseraufbereitung deutlich vereinfacht, da eine Regeneration von Ionenaustauscherharzen nicht mehr notwendig ist.

Wie eine Fallstudie zeigt, liegt der spezifische Anschaffungspreis einer entsprechenden Membran bei  $200 \text{ €/m}^2$  [105] und liegt damit rund 30 % über den Investitionskosten einer Umkehrosmose. Nebenaggregate sind dabei nicht inbegriffen. Die beschriebene Pilotanlage umfasst ein Investitionsvolumen  $>200\,000 \text{ €}$ . Der Gesamtpreis ist durch Fertigung in Serie vermutlich deutlich reduzierbar. Der dargelegte, spezifische Permeatpreis bei Aufbereitung mit AGMD liegt zwischen 4,7

und  $5,6 \text{ €/m}^3$ . Bei der Betrachtung wird die Bereitstellung von Wärme auf dem Niveau von  $80^\circ\text{C}$  als Kostenfaktor betrachtet. In der industriellen KWK wird diese i.d.R. als ungenutzte Abwärme abgeführt und wird somit nicht als Kostenaufwendung gesehen. Bezug nehmend auf die Ergebnisse von [105] reduziert sich damit der spezifische Permeatpreis um 89 % auf  $0,61 \text{ €/m}^3$ . Unter Berücksichtigung des jährlichen Kostenfaktors für den Membrantausch (4 % der jährlichen Kosten von 330 000 €) resultiert aus der Grundinvestition von 102 000 € für die Membran 67 452 Vollbenutzungsstunden (7,7 a). Die Standzeit der Membran einer Umkehrosmoseanlage liegt zwischen 26 280 und 43 800 Vollbenutzungsstunden.<sup>1</sup>

### 5.5.2 Alternative Verfahren zur Rückkondensation

Die Abkühlung des Abgases unter den Kondensationspunkt erfolgt im ZET indirekt mittels Wärmeübertrager und Kühlregister. Da es sich im Mittel um eine Wärmemenge von rund 370 kW auf einem Temperaturbereich von 30 bis  $40^\circ\text{C}$  handelt, ist die Anwendung einer Wärmepumpe anstelle des Kühlregisters überlegenswert. Insbesondere mit Fokus auf Sektorkopplung ist die Anhebung der Niedertemperaturabwärme auf für bspw. FW-Anwendung brauchbares Niveau möglich.

Der ukrainische Turbinenhersteller *Zorya-Mashproekt* nutzt für seine Produktionsline *Aquarius* direkte Kondensationseinrichtungen durch Quenchen in einem Sprühwäscher [106].

Mit Hinblick auf eine maximale Effizienz der KWK-Anlage ist die Anwendung einer Wärmepumpe erstrebenswert. Für den Betrieb der Wärmepumpe muss Elektroenergie aufgewendet werden. Aufgrund der hohen erreichbaren Leistungszahl ist dennoch ein höherer Brennstoffausnutzungsgrad der Gesamtanlage zu erzielen. Die Verwendung einer Wärmepumpe beeinflusst somit die Stromkennzahl einer GiD-Anlage und ermöglicht eine Verschiebung des Lastpunktes zu reduzierten Stromkennzahlen.

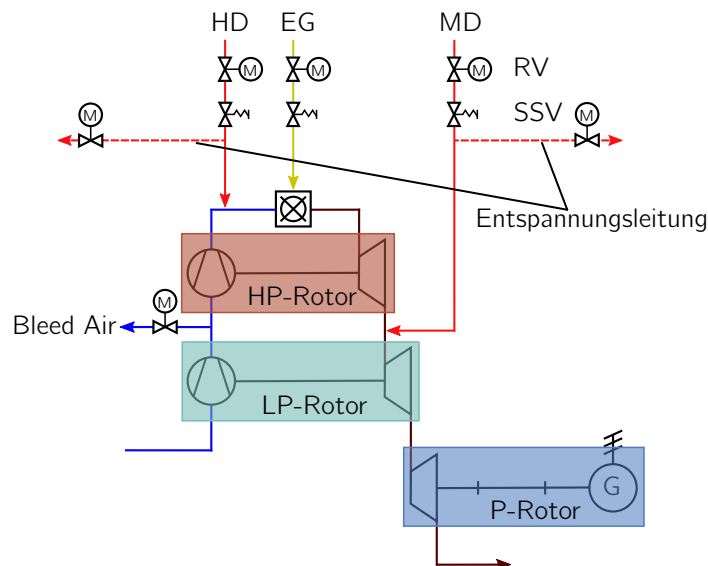
## 5.6 Untersuchungen zum Drehzahlverhalten mehrwelliger Gasturbinenanlagen mit Dampfinjektion

Historisch bedingt wird Dampfinjektion teils in aeroderivativen, mehrwelligen GTA genutzt. Hierbei besteht im Lastabwurfsfall die Möglichkeit einer Beschleunigung der Power-Turbine auf unzulässige Drehzahlen, da diese im Gegensatz zu Einwellenanlagen keinen Verdichter antreibt. Für den Nachweis einer sicheren Regelung mehrwelliger Gasturbinen mit Dampfinjektion soll überschlägig der Effekt von ausströmendem Dampf des STIG-Systems auf die Drehzahl des Power-Turbinenstranges einer dreiwelligen, aeroderivativen Gasturbine vom Typ *GE LM5000* berechnet werden. Die *LM5000* basiert auf dem Flugtriebwerk *CF6-50*, welches bei Großraumflugzeugen wie beispielsweise dem Airbus A300 oder in einem späteren Design auch bei der bekannten Boeing 747 eingesetzt wird [107]. Bei der betrachteten GT handelt es sich um ein

---

<sup>1</sup>Schriftliche Mitteilung der Fa. Stakpure über Mail.

Aggregat aus den 1980er Jahren mit der Option zum *Full-STIG*-Betrieb, d. h. sämtlicher mittels des Turbinenabgases in einem AHK erzeugte Dampf, wird in die GTA zur Leistungssteigerung injiziert. Im Auslegungsfall erreicht die GTA eine elektrische Leistung von 33 760 kW bei einem elektrischen Wirkungsgrad von 36,5 %. Bei Injektion von HD und Mitteldruck (MD)-Dampf kann die elektrische Leistungsauskopplung auf bis zu 50 760 kW und der elektrische Wirkungsgrad bis auf 43 % erhöht werden [108]. Im speziellen liegt der Fokus auf der Beschleunigung des Power-Rotors nach einem Lastabwurf im Betrieb. Begründet wird die Notwendigkeit der Nachrechnung mit der möglichen baulichen Positionierung des Schnellschlussventil (SSV) im Dampfsystem einige Meter entfernt von der GTA. Neben den SSV kann je Dampfleitung auch eine Entspannungsleitung vorhanden sein, um die im Schnellschlussfall unkontrolliert in die GTA ausströmende Dampfmenge möglichst gering zu halten, vgl. Abb. 5.17.



**Abbildung 5.17:** Vereinfachtes Anlagenschema der LM5000 mit STIG-Injektion

### 5.6.1 Randbedingungen

#### Bauliche Gegebenheiten der Maschine

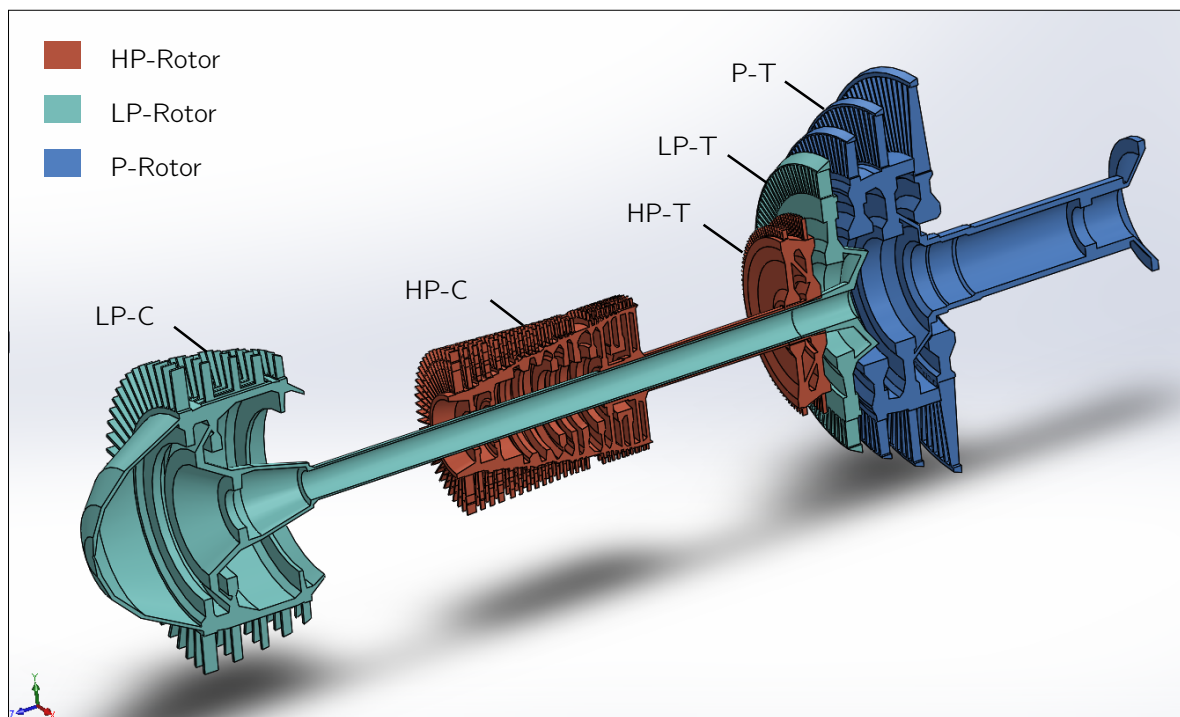
Die Rohrleitungslänge von SSV bis zur GTA soll im Beispiel mit je 17 m betragen. Dadurch ist ein Dampfvolumen von  $0,13 \text{ m}^3$  in der HD-Leitung und  $0,3 \text{ m}^3$  in der MD-Leitung vorhanden, welches über die GTA im Schnellschlussfall ausströmen muss. Die Nenndrehzahl der Power-Turbine liegt bei Netzfrequenz (50 Hz spricht  $3000 \text{ min}^{-1}$ ).

Anhand einer maßstäblichen Schnittskizze des Läufers kann mittels CAD-Software ein Modell des Gasturbinenläufers erzeugt werden. Es werden die jeweiligen Aggregate (High pressure (HP)-



Compressor (C) und Turbine (T), Low pressure (LP)-C und T und Power (P)-T als einzelne Bauteile generiert. Ebenso wird der Läufer des Generators anhand einer internen technischen Zeichnung des Herstellers abgebildet.

Die Beschaufelung wird anhand der bekannten Schaufelzahlen aus der Produktbroschüre des Herstellers erzeugt [108]. Die Teilung entspricht einem rein optisch abgeschätzten Wert und dient lediglich zur Abschätzung von Masse und Rotationsträgheitsmoment des beschaufelten Läufers, vgl. Abb. 5.18.



**Abbildung 5.18:** CAD Modell des Läufers der LM5000 Gasturbinenanlage

In der CAD-Datei des GTA-Läufers und des Generators werden die verwendeten Werkstoffe und deren Dichte definiert. Folglich kann die Masse und das Rotationsträgheitsmoment der einzelnen Maschinenteile ausgegeben werden. vgl. Tab. 5.11 und A.1 im Anhang A.2. Die Eigenschaften des P-Rotors beinhalten sowohl Turbinenläufer, als auch Kupplung und Induktor des Generators.

**Tabelle 5.11:** Ermittelte Masse und Rotationsträgheitsmoment der Rotorbaugruppen

Rotor	Masse m kg	Rotationsträgheitsmoment J kg m <sup>2</sup>
HP-Rotor	1113,8	67,56
LP-Rotor	2122,1	282,36
P-Rotor	17 471,2	1201,27

## Medienseitige Nebenbedingungen

Anhand der gegebenen Volumina der Dampfleitungen zwischen SSV und Injektion in die GTA kann die im Dampf gespeicherte Energie ermittelt werden, vgl. Tab. 5.12. Hierbei werden die Auslegungsparameter des Dampfes als Referenz genutzt. Die gespeicherte Energiemenge dient im weiteren Verlauf als konservative Randbedingung für die Energiezuführung in die P-Turbine nach dem Schnellschluss.

**Tabelle 5.12:** Dampfparameter, Menge und gespeicherte Energie in Rohrleitungen

Sektion	T °C	p bar	h kJ/kg	m kg	Q kJ
HD	286	44	2905,02	2,57	7475,38
MD	225	14	2867,95	1,95	5600,75

Mittels Modellierung des Heißgaspfades kann das Volumen vor der Power-Turbine bestimmt werden. Ohne Berücksichtigung der HP- und LP-Beschaufelung ist mit  $0,436 \text{ m}^3$  Leerraum zu rechnen.

## Betrachtetes Betriebsszenario

Das angenommene Betriebsszenario sieht den Volllastbetrieb der Maschine bei  $15^\circ\text{C}$  Ansaugtemperatur, 1 bar Umgebungsdruck, 60 % relativer Feuchte und maximaler Dampfneinjektion (*Full-STIG*) vor. Aus diesem Zustand findet ein Lastabwurf am Generator statt. Das Sicherheitskonzept der GTA sorgt für ein sofortiges Verschließen der Gas- und Dampfschnellschlussventile. Die Ventile der Dampf-Entspannungsleitungen öffnen. Die Bleed Air Ventile öffnen, um den Verdichter zu entlasten.

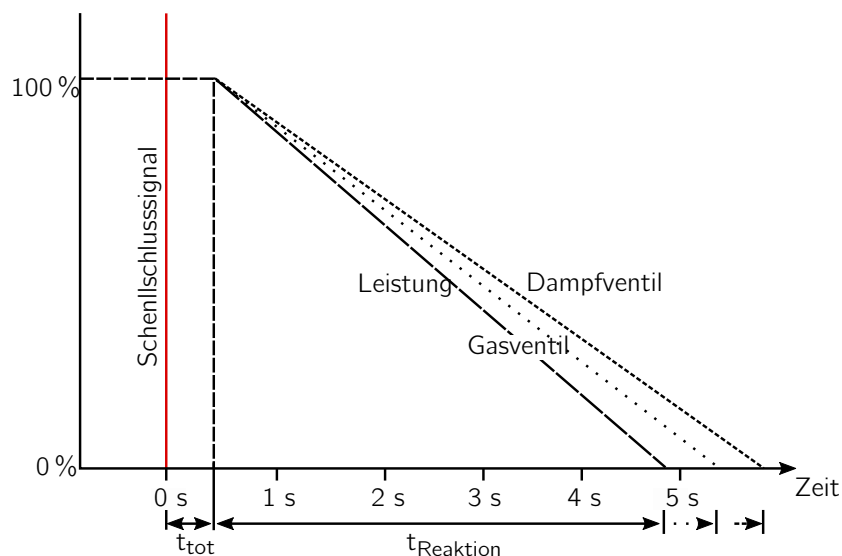
Die Heißgasparameter als Anströmbedingungen der Power-Turbine in den beiden Referenzszenarien werden mittels eines stationären, thermodynamischen Epsilon-Modells der GTA ermittelt, vgl. Tab. 5.13. Die mittlere Dichte  $\rho_m$  wird aus dem arithmetischen Mittel der Ein- und Austrittsdichte des Heißgaskanals der Power-Turbine gebildet.

Die Skalierung des anströmenden, arbeitsfähigen Mediums erfolgt auf Basis einer zeitlichen Staffelung der Ereignisse. Es wird entsprechend Abb. 5.19 davon ausgegangen, dass nach einem beliebig gearteten Zwischenfall ein Schnellschlussignal ausgelöst wird. Nach einer Totzeit  $t_{\text{tot}}$  erfolgen Lastabwurf und das Schließen der SSV innerhalb einer ermittelten Reaktionszeit. Die in dieser empirisch ermittelten Restzeit über der Power Turbine freigesetzte Energiemenge dient zur Einordnung der Intensität eines Lastabwurfes. Eine ebenso empirisch ermittelte Reaktionszeit benötigt das Heißgas, welches im Moment des Schnellschlusses in der Brennkammer, respektive dem Heißgaspfad verweilt, um über die gesamte Turbine abzufließen. Daher wird die vor der Power-Turbine vorhandene Energie linear abfallend abgebaut. Der Restdampf in der Rohrleitung wird in der Ermittlung der Energiemenge mit berücksichtigt und kann für Extrapolationen

des Modells skaliert werden. Zu beachten ist, dass die in Abb. 5.19 dargestellten Verläufe des Energieein-, respektive -austrages des Power-Rotors lineare Verläufe widerspiegeln. Diese fußen in den Messergebnissen bekannter Fahrten einer Maschine des betrachteten Typs. Insbesondere der Verlauf des Energieaustrages am Generator „Leistung“ ist im Fall eines Lastabwurfes als Sprungfunktion und nicht als Rampe zu betrachten.

**Tabelle 5.13:** Heißgasparameter, Masse und Energiemenge vor (') und hinter (") der Power-Turbine

	T °C	p bar	h kJ/kg	m kg	Q kJ
Dry'	639	4,0	126,6	1,604	475,3
Dry''	384	1,0	416,6		
Trip'	701	5,1	820,6	1,822	720,4
Trip''	400	1,0	425,3		
Full-STIG'	730	5,9	894,7		
Full-STIG''	408	1,0	481,1		



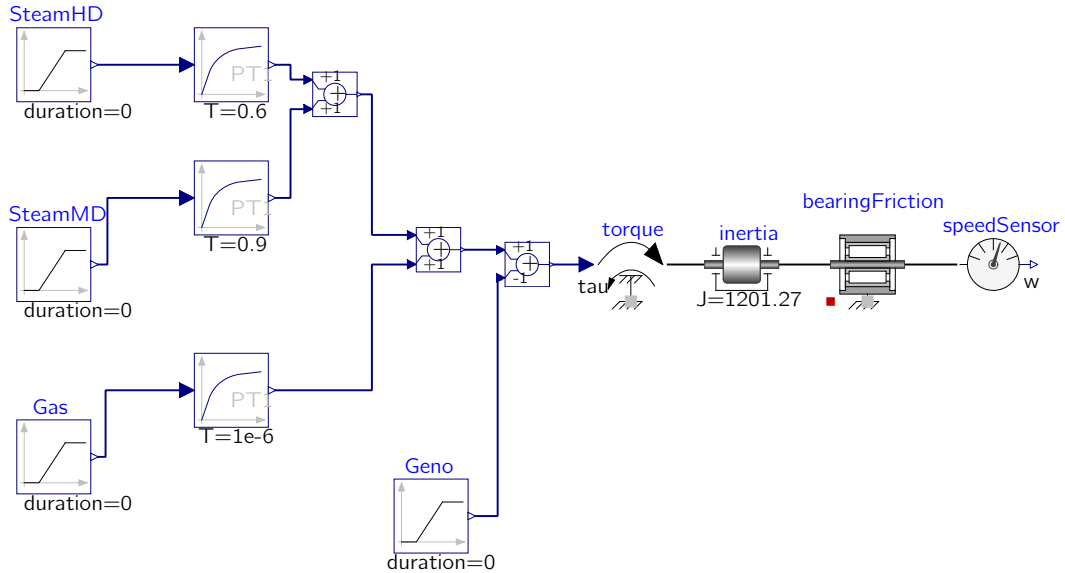
**Abbildung 5.19:** Möglicher qualitativer Verlauf relevanter Regelgrößen der Power-Turbine nach Schnellschlusssignal

## 5.6.2 Mechanisches Rotormodell

Auf Basis der Entwicklungsumgebung OpenModelica wird je Welle ein vereinfachtes, eindimensionales mechanisches Rotormodell entworfen, welches die ermittelten Rotationsträgheitsmomente beinhaltet.

Anhand charakteristischer Abfahrvorgänge der Maschine wird ein stark vereinfachtes Modelica

Modell der vorherrschenden Reibungs- und Ventilationsverluste der Maschine im Ausdrehzustand entwickelt, vgl. Abb. 5.20.



**Abbildung 5.20:** Rotormodell der Power-Turbine mit zeitabhängiger additiver Energiezufuhr durch Sprungfunktionen mit Verzögerung erster Ordnung

Dieses Modell basiert auf der Coulombschen Reibung. Der hierbei genutzte Reibungskoeffizient  $\tau$  wird über die Winkelgeschwindigkeit skaliert, vgl. Tab. A.6 im Anhang A.2. Die maximale Reibung wird bei Nenndrehzahl und die minimale Reibung bei Stillstand unterstellt. Es wird eine Stützstelle zwischen den genannten Extrema genutzt. Es findet eine lineare Interpolation zwischen den Werten statt. Die resultierende Verlustenergie  $E_{\text{Verlust}}$  nach Gl. (5.26) führt zu einer Verlangsamung des Rotors.

$$E_{\text{Verlust}} = \tau(\dot{\varphi})w \quad (5.26)$$

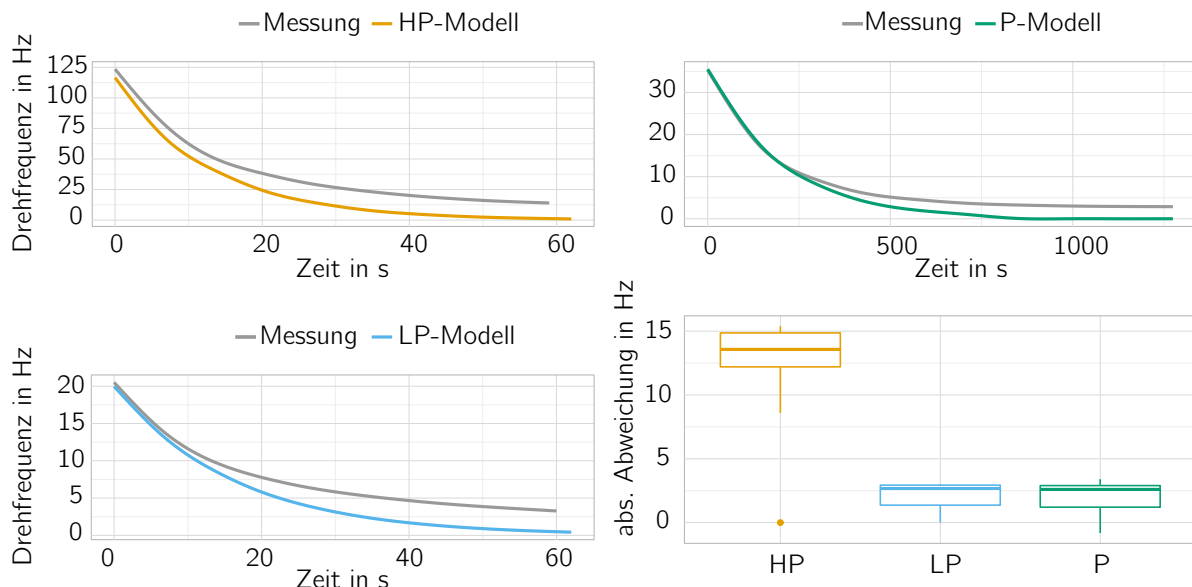
$$w = \dot{\varphi} \quad (5.27)$$

$$\tau = K\dot{\varphi}^3 \quad (5.28)$$

Der Verlauf der Reibungskoeffizienten ist an die Näherungsgleichung der Ventilationsverluste an Angaben nach *Traupel* [84] angelehnt. Hierbei geht die Umfangsgeschwindigkeit entsprechend Gl. (5.28) in der dritten Potenz ein. Andere Maschinen- und Medienspezifika werden über einen, hier als Konstante K definierten, empirischen Variablenkomplex berücksichtigt.

Mittels geloggtter Daten einer planmäßigen Abfahrt der betrachteten GTA in einer realen, industriellen KWK-Anlage, können über die Trägheitsmomente der Rotoren deren Verlusteigenschaf-

ten aufgrund Reibungs- und Ventilationsverluste bestätigt werden. Die Drehzahl der Turbinenstufen ist bei dem Abfahrprozess bereits auf tiefe Werte gesunken, während die Maschine vom Netz getrennt ist und im Leerlauf mit vernachlässigbarer Feuerungsleistung läuft. Damit wird in dieser Simulation lediglich das Ausdrehen der Rotoren ohne externe Störeinflüsse durch nachströmendes Heißgas nach dem OFF-Signal betrachtet. Die gemessenen Drehfrequenzverläufe konvergieren im niedrigen Hz-Bereich auf ihren Drehbetrieb-Drehzahlen, was im mechanischen Modell nicht berücksichtigt wird. Damit sind lediglich die qualitativen Verläufe der Drehfrequenzen relevant und dienen zur Validierung der Verluste der Rotoren. Wie in Abb. 5.21 erkennbar ist, zeigen die modellierten Rotoren entsprechend den gemessenen Verläufen zeitlich hinreichend genaue Konvergenzverläufe. Seitens des Boxplot wird die Güte der Simulation, insbesondere der LP- und P-Turbine deutlich. Der Median der absoluten Abweichung beider Rotoren liegt bei etwa 2,5 Hz. Besonderes Augenmerk muss auf die Drehfrequenzverläufe im Anfangsbereich der Ausdrehkurven gelegt werden, da die korrekten Reibungskoeffizienten gerade im entsprechenden Bereich den primären Einfluss auf Störeinflüsse im Schnellschluss besitzen.



**Abbildung 5.21:** Bekannter Abfahrprozess einer LM5000 unter Berücksichtigung des Drehzahlabfalles aller drei Wellen im Vergleich mit errechneten Werten

Zur Abbildung eines Trips der Maschine wird dem bekannten Rotormodell der Power-Turbine eine Energiezufuhr unterstellt. Hierbei wird mittels einer logischen Schaltung eine definierte Energiemenge zu- und abgeführt, welche anhand einer Grenzzeit (duration) entsprechend der Anströmbedingungen nach Abb. 5.19 zeitlich variiert werden kann, vgl. Abb. 5.20. Die Vorgabe der Energiemenge erfolgt über den Parameter der Rampenfunktionen und entspricht der über die Power-Turbine abzubauenen Energiemenge, respektive vom Generator abgeführte elektrische Energie in kJ. Die über die Power-Turbine abgebaute Energiemenge ist eine Summation aus Gas- und Dampfergie, von welcher die elektrische Energie subtrahiert wird. Über Rampen kann das Abfahrverhalten der Maschinenkomponente mittels Proportionalventilen vereinfacht nachgebildet werden.

### 5.6.3 Nachrechnung eines bekannten Maschinentrips

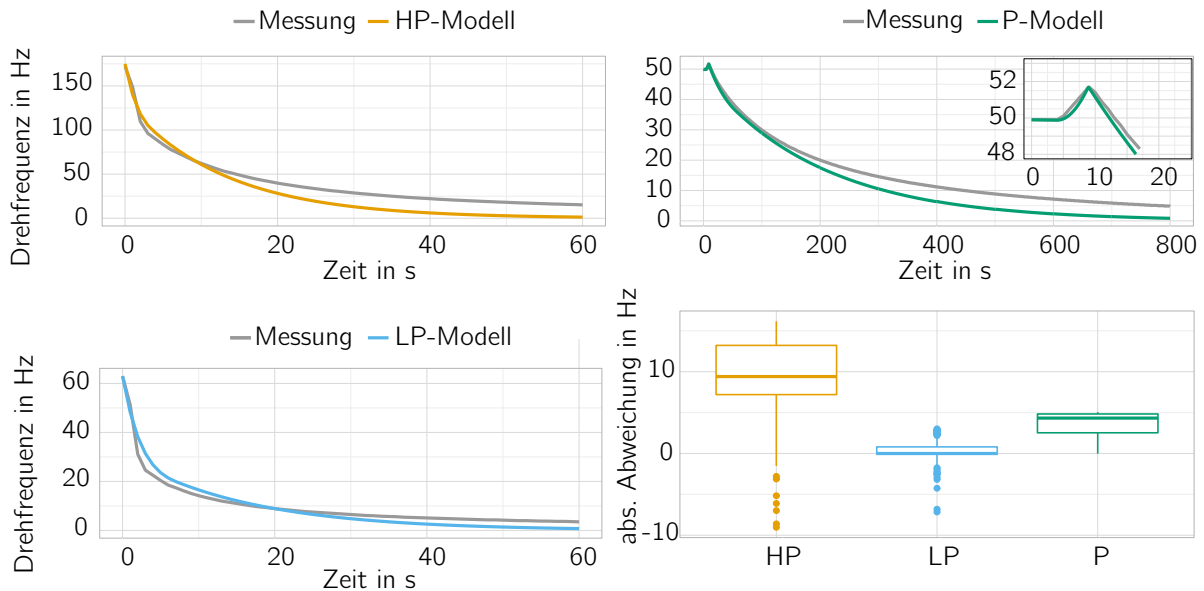
Der Trip trat bei einer STIG-Fahrt mit 45 MW, 22 t/h HD- und 10 t/h MD-Injektion auf. Die Dampfinkjektion wurde vermutlich durch Schnellschluss der Dampfventile unterbrochen, ebenso die Erdgasversorgung. Die Betriebsmessdaten zeigen einen Lastabwurf innerhalb von 3 s. Die Gaszufuhr wird innerhalb 5 s, der MD-Dampf in 6 s und die HD-Dampfinkjektion innerhalb 4 s unterbrochen. Diese Zeiten werden als Orientierung für die Schließzeiten der vereinfachten Proportionalventile genutzt. Den Daten ist zu entnehmen, dass die Power-Turbine, bevor sie in Überdrehzahl geht, leicht verzögert wird. Ebenso ist eine Diskrepanz zwischen Feuerung/Dampfinkjektion und Leistungsauskopplung aus den Daten ermittelbar. So ist nach Messdaten die Energiezufuhr bereits seit einer Sekunde unterbrochen, bevor die Leistungsreduktion beginnt. Dennoch beschleunigt die Welle entgegen der dadurch zu vermutenden instantanen, rapiden Verzögerung. Dies könnte an einem abrupten Öffnen der Verdichter-BlowOff-Ventile liegen, was jedoch aufgrund der fragwürdigen Schaltungslogik verworfen wird. Der Fehler wird in der Datenverarbeitung vermutet, welche die hier benötigte hohe zeitliche Auflösung nicht liefern kann. Daher wird für die weitere Betrachtung der Schaltimpuls des Leistungsschalters auf dieselbe Startzeit, wie die der Schnellschlussventile gesetzt. Die Leistungsauskopplung des Generators wird nicht als Sprungfunktion, sondern als lineare Rampe mit charakteristischer Laufzeit modelliert. Der Leistungsschalter löst erst per Rückleistungsschutz aus.

Die mittels des thermodynamischen Epsilon-Modells evaluierten Heißgasparameter sind Tab. 5.13 (Trip) zu entnehmen. Anhand der im Heißgaspfad vorhandenen Masse kann von einem Energiegehalt von 720,4 kJ ausgegangen werden. Dieser Wert ist im Gegensatz zu der Energie, welche im Betrieb vor dem Trip über der Power-Turbine abgebaut wird, vernachlässigbar klein (Trip: 52 456 kJ). Die gemessenen Drehzahlwerte der Power-Turbine zeigen einen Zeitverzug von 5 s ab Lastabwurf, in welchem Heißgas über die Power-Turbine entspannt wird und zu einer Beschleunigung derer führt, vgl. vergrößerter Peak des P-Rotors, Abb. 5.22.

Anhand des mechanischen Rotormodells sollen die Drehfrequenzverläufe der Rotoren nachvollzogen werden. Die charakteristischen Zeiten der Rampenfunktionen werden an die aus den Loggdaten des Trips ermittelten Abfahrzeiten der Aggregate angelehnt, vgl. Abb. 5.20. Die hierbei genutzten Rampenfunktionen haben die in Tab. A.7 im Anhang A.2 dargelegten Randbedingungen. Der angenommene Generatorwirkungsgrad liegt bei 98,7 %. Es fällt auf, dass für den Generator (Power) nicht die, anhand der Messdaten ermittelten 3 s, sondern 4,86 s angenommen werden. Dies ist damit begründet, dass durch das nachweislich langsame Schließen der Gas- und Dampfventile bei schnellerem Auslösen des Generators eine deutliche Überschreitung des gemessenen Drehfrequenzpeaks erreicht würde. Dabei wird die Energie des Heißgases und des Dampfes gesondert betrachtet und im Modell additiv behandelt. Damit werden Parametervariationen der Tot- und Schließzeiten der Ventile oder Leistungsvariationen im Dampf-/Gassystem ermöglicht. Tab. A.7 stellt eine Situation ohne Totzeit dar, da die Startzeiten aller Rampen übereinstimmen.

Abb. 5.22 ist zu entnehmen, dass die berechneten, qualitativen Drehfrequenzverläufe aller Roto-

ren der Turbine gut mit den gemessenen übereinstimmen. Durch Parametervariation der variablen Energiemenge, welche über die Power-Turbine entspannt wird, wird die in Abb. 5.22 erreichte gute Übereinstimmung des Drehfrequenzpeaks (51,7 Hz sprich  $3100 \text{ min}^{-1}$ ) erreicht. Der Power-Rotor erfährt dabei eine Beschleunigung von  $0,718 \text{ Hz/s}$ .



**Abbildung 5.22:** Bekannter Trip im Vergleich mit errechneten Werten

### 5.6.4 Parametervariation der Schließzeiten

Basierend auf Betrieb bei Nenndrehzahl wird ein Trip der Maschine mit variabler Konfiguration der Dampf-SSV untersucht.

#### Lastabwurf im Full-STIG-Betrieb

Da in o.g. Validierung die HD-Dampfinjektion voll und die MD-Dampfinjektion nicht in Betrieb war, wird das mechanische Modell für eine möglichst konservative Extrapolation der freiwerdenden Energie, auf den doppelten Betrag der, im oben betrachteten Trip, diskutierten Energiemenge geprüft. Damit wird über die ermittelte Proportionalventilkennlinie über einen Zeitraum von 5 s eine Gesamtenergie von 10 000 kJ – was beinahe der gesamten, bereits erläuterten, gespeicherten Energiemenge des Dampfes in den Leitungen entspricht – über der Power-Turbine freigesetzt. Die auf den Rotor wirkende Beschleunigung kann mit  $0,693 \text{ Hz/s}$  beziffert werden.

Die in diesem Szenario erreichte Spitzendrehfrequenz von 51,9 Hz entspricht einer Überdrehzahl von lediglich 3,8 %. Da Rotoren i.d.R. zwischen 10 %..12 % Überdrehzahl getestet werden, sollte das Erreichen dieses Wertes kein Problem darstellen.

## **Vergrößerung der Schließzeiten**

Durch Änderung der Schließzeit der Dampf-Schnellschlussventile soll der Effekt langsamerer Reaktionen im Dampfsystem auf die Power-Turbine abgebildet werden. Die Eingangsparameter seitens der Energiemengen bleiben bei der Betrachtung gleich. Den Dampfventilen wird eine von 5 s auf 6 s verlängerte Schließzeit unterstellt. Die um 1000 ms verlangsamte Schließzeit des Dampfventils resultiert in einem Drehfrequenzpeak von 55,4 Hz mit einer maximalen Beschleunigung von 2,065 Hz/s.

## **Totzeit nach Schnellschlussignal**

Die bisherigen Berechnungen sehen keine Totzeit zwischen Auslösung der Leistungsreduktion und Schließen der Gas- und Dampfventile vor. In einer weiteren Betrachtung wird geprüft, welchen Effekt eine Totzeit von 1000 ms zwischen Leistungsabfall und Dampfreaktion zur Folge hat. Dabei werden die mittels des Trips ermittelten Schließ-/Abfahrzeiten nach Tab. A.7 als Basis genutzt. Hierbei wird ein Drehfrequenzpeak von 59,8 Hz mit einer maximalen Beschleunigung von 2,654 Hz/s erreicht. Dies entspricht 119,6 % der Nenndrehzahl und kann somit als potentiell kritisch bewertet werden.

## **Öffnen des Leistungsschalters im Betrieb**

Der ungünstigste Fall eines Trips wäre das Öffnen des Generatorleistungsschalters. Damit wäre nicht eine Rampenfunktion der Leistung, sondern eine abrupte Sprungfunktion der generatorseitigen Last die Folge. Die Drehfrequenz erhöht sich durch den rapiden Leistungsabfall innerhalb von 5 s auf bis 160 Hz mit einer maximalen Beschleunigung von 46,8 Hz/s. Dieser Belastung – seitens Drehfrequenz, wie Beschleunigung – würde zu einer Zerstörung des Power-Strangs führen.

Bei einem vergleichbaren Trip aus dem Dry Betrieb und 35 000 kW elektrischer Wirkleistung würde eine Spitzendrehfrequenzen bis 116 Hz erreicht. Dies würde ebenfalls zu einer Zerstörung des Power-Läufers führen.

Ein abrupter Lastabwurf durch Öffnen des Generatorleistungsschalters im laufenden Betrieb hätte somit selbst bei instantaner Reaktion der genutzten bisher verbauten Ventile fatale Folgen für den Power-Strang. Dies ist jedoch nicht alleine der Dampfreaktion geschuldet, sondern dem gesamten Energieeintrag aus dem Heißgaspfad auf die Power-Turbine. Die Bauart der Power Turbine mit alleiniger Verzögerung durch den Generator hat diese ungünstigen Betriebssituationen zur Folge. Um deutliche Überdrehzahlen bei abruptem Leistungsabwurf vorzubeugen, sind SSV mit geringer Tot- und minimaler Schließzeit notwendig.



### **Folgerung für die Auslegung der Sicherheitskomponente**

Anhand der Ergebnisse einer Parametervariation der Schließzeiten der (dampf-, wie gasseitigen) Schnellschlussventile kann gesagt werden, dass in dem Fall eines Lastabwurfes lineare Schließzeiten unter 800 ms ohne Totzeit notwendig wären, um mit der Drehfrequenz des Power-Stranges nicht 120 % der Nenndrehzahl zu überschreiten. Neben der Art der Sicherheitsventile muss eine wenig störanfällige Regelungsstruktur der Anlage sichergestellt sein. Hiermit ist ein Lastabwurf zeitlich vor Reaktion der Dampf- und Gasventile möglichst zu verhindern.

## **5.7 Parametervariation der Dampfinjektionsplatzierung im Heißgaspfad einer GTA**

Wie bereits in Abschnitt 4.1 erwähnt, hat die Positionierung der Dampfinjektion starken Einfluss auf den Betriebsbereich und die Performance der GTA.

Eine Parametervariation basierend auf dem stationären Epsilon-Modell der M1A-GPB06 im ZET der TU Dresden liefert hierbei gute Orientierungswerte, die qualitativ auch seitens der Angaben in der Literatur bestätigt werden können [53] [39] [56]. Die Randbedingungen umfassen Ansaugtemperatur 15 °C und -druck 1013,25 hPa (Normalatmosphäre nach ISO 2533), Dampfparameter von 220 °C bei 13 bar und eine Injektionsmenge von 1600 kg/h zzgl. einer DeNOx-Menge von 250 kg/h. Als Grenztemperatur für  $T_{T1}$  wird selbige im Auslegungsfall gewählt. Diese beträgt 882 °C bei gleichen Ansaugbedingungen und DeNOx-Betrieb mit 650 kW Elektroenergieauskopplung. Der Brennstoffausnutzungsgrad kann dabei mit 19,77 % beziffert werden. Seitens der Teillast dient der Referenzpunkt 300 kW als Grenzfall. Hierbei werden im reinen DeNOx-Betrieb 711 °C für  $T_{T1}$  bei einem elektrischen Wirkungsgrad von 13,01 % erreicht.

### **5.7.1 Positionierung vor/hinter der Brennkammer**

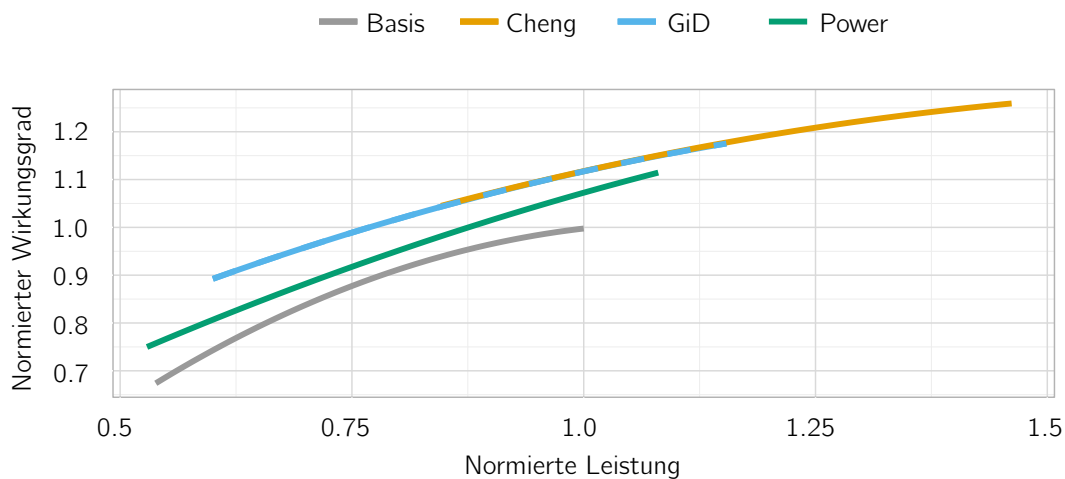
Die Positionierung der Dampfinjektion vor/hinter die Brennkammer hat primären Einfluss auf den erreichbaren Betriebsbereich der GT. Dies ist mit der resultierenden Brennkammertemperatur  $T_{BK}$  begründet. Bei Platzierung vor der Brennkammer sind hohe elektrische Spitzenlasten erreichbar, dafür ist die Injektionsmenge in Teillast durch die resultierenden CO-Emissionen begrenzt. Findet die Injektion hinter der Brennkammer statt, ist die Maschine selbst in Teillast mit hoher Injektionsmenge fahrbar, jedoch muss aus Sicherheitsgründen im Gegenzug die erreichbare Spitzenlast begrenzt werden, da  $T_{BK}$  nicht über der maximal erlaubten Temperatur liegen darf, um möglichen Schaden durch Überfeuerung auszuschließen.

Bei Injektion vor der Brennkammer kann unter Einhaltung der Restriktionen eine Spitzenlast von 950 kW erreicht werden, was einer Leistungssteigerung um 50 % entspricht, vgl. Abb.

5.23 *Cheng*. Dabei wird der Brennstoffmassenstrom im Spitzenlastfall gegenüber dem Auslegungslastpunkt von 650 kW um 48,07 % erhöht, während der elektrische Wirkungsgrad auf bis 24,9 % steigt. Der erreichte Brennstoffausnutzungsgrad kann im Auslegungslastpunkt mit 22,15 % um 2,38 %-Punkte erhöht werden. Im Teillastfall, bei gleichbleibend hoher Dampf-injektion, wird die Grenztemperatur von 711 °C bereits bei 550 kW unterschritten. Der Brennstoffausnutzungsgrad ist dabei mit 20,64 % deutlich über dem bei Standardbetrieb der Maschine.

Bei Dampf-injektion hinter der Brennkammer liegt die elektrische Spitzenlast bei 750 kW, was eine Erhöhung gegenüber des DeNO<sub>x</sub>-Betriebs von lediglich 15 % bedeutet, vgl. Abb. 5.23 *GiD*. Die Leistungssteigerung wird in diesem Fall durch gleichzeitige Erhöhung der Dampf-injektion und um 25 % steigender Feuerungswärmeleistung erreicht. Die elektrische Leistung der Maschine kann im Teillastfall auf bis zu 390 kW reduziert werden. Der Brennstoffausnutzungsgrad liegt in diesem Betriebspunkt bei 17,64 %.

Damit bietet der GiD-Prozess mit Injektion hinter der Brennkammer ein effektives elektrisches Regelband von 360 kW, welches bis auf 60 % elektrische Teillast die volle Regelbandbreite des Dampfes ermöglicht. Dem entgegen steht die Injektion vor der Brennkammer, welche eine effektive elektrische Bandbreite von 400 kW ermöglicht, diese ist jedoch primär auf die Leistungssteigerung ausgerichtet. Die Grenzwerte weisen eine entsprechende Sensitivität seitens der Ansaugtemperatur auf.



**Abbildung 5.23:** Gegenüberstellung unterschiedlicher Injektionspositionen und derer bilanzieller Effekt seitens Leistungsbereich und Wirkungsgrad; Basis (M1A-GPB06 im DeNO<sub>x</sub>-Betrieb), Cheng (vor Brennkammer), GiD (hinter Brennkammer), Power (vor der virtuellen Power-Turbine)

### 5.7.2 Platzierung vor der Power-Turbine

Anhand der bekannten Performance der M1A-GPB06 im ZET der TU Dresden wurde mittels des stationären Modells die Maschine zu einer Zweiwellenanlage mit Power-Turbine abgeändert. Hierbei treibt eine Welle den Verdichter an und die zweite Welle dient alleine der Energieauskopplung. Die Injektion findet hierbei erst vor der Power-Turbine statt und hat damit nur nachrangigen Effekt auf die Kernturbine. Da die Drehzahl in der stationären Rechnung keine Beachtung findet, errechnet sich der Zustand vor der Power-Turbine anhand der benötigten Verdichterleistung, der Turbineneintrittstemperatur und dem vorgegebenen Zwischendruck.

Wie aus Abb. 5.23 *Power* ersichtlich wird, kann bei gleicher Injektionsmenge erst vor die Power-Turbine ein deutlich geringerer Effekt auf den elektrischen Wirkungsgrad erzielt werden. Dies ist in der stark verminderten Leistung, welche für die Elektroenergieauskopplung benötigt wird, begründet. Diese spielt bei einer Aufteilung von 72,8 % für die Verdichtung mit 27,2 % eine nachrangige Rolle. Die Spitzenleistung liegt bei 700 kW mit einem elektrischen Wirkungsgrad von 22,05 %. Die minimale Teillast des Basisprozesses wird mit einem um 1,5 %-Punkte erhöhten Brennstoffausnutzungsgrad erreicht. Seitens der Temperaturen im Eintritt der Power-Turbine zeichnen sich gegenüber des Auslegungsfalles (574 °C) verminderte Werte ab, vgl. Abb. 5.24.

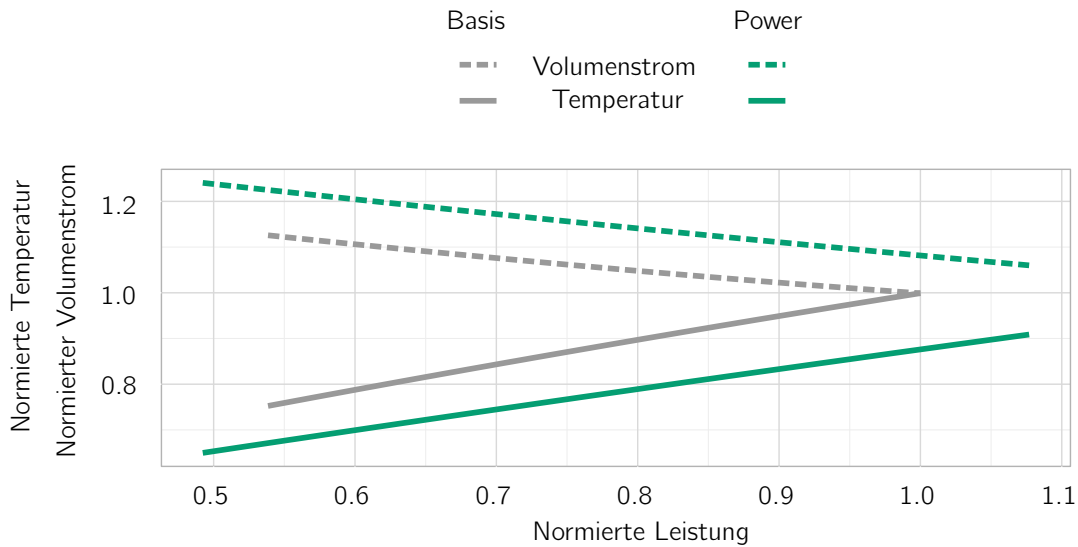
Damit wird deutlich, dass die Nutzung einer Dampfinkjektion über möglichst viele Turbinenstufen sinnvoller ist. Maschinen mit Power-Turbine bieten sich jedoch für eine mögliche Nachrüstung an. Diese ist maschinenspezifisch seitens der durch Dampfinkjektion erreichten Volumenströme zu prüfen. Unter Berücksichtigung der Volumenstromänderung kann der theoretische Mindestlastpunkt bei maximaler Dampfinkjektion ermittelt werden. Anhand bekannter Randbedingungen, beispielsweise dem Volumenstrom bei Mindestlast im *Dry*-Betrieb, können Grenzwerte gesetzt werden. Am Beispiel der M1A-GPB06 würde bei maximaler Dampfinkjektion und einer normierten Leistung von etwa 80 % der im minimalen Teillastfall erreichte Volumenstrom vor der Power-Turbine erreicht werden, vgl. Abb. 5.24. Dies kann zum Sperren der folgenden Schaufelreihe führen und damit den Gesamtprozess limitieren.

## 5.8 Vorteile des GiD-Prozesses gegenüber technologischer Alternativen

### 5.8.1 Betriebsbereich

#### Offener Gasturbinenprozess mit AHK im Vergleich zum GiD-Prozess

Unter Verwendung des in Abschnitt 5.7 dargelegten, angepassten stationären Simulationsmodells der Versuchsanlage im ZET der TU Dresden werden im direkten Vergleich des Teillastbetriebs



**Abbildung 5.24:** Gegenüberstellung der Temperaturen und des Volumenstromes über den Leistungsbereich einer ideellen Zweiwellenmaschine basierend auf einer M1A-GPB06; Basis (M1A-GPB06 im DeNOx-Betrieb), Power (mit Injektion vor der virtuellen Power-Turbine)

bes einer GTA mit AHK mit einer GiD-Anlage mit und ohne VSV deutliche Unterschiede im Betriebsbereich ersichtlich. Die der Betrachtung zu Grunde liegenden Ansaugbedingungen liegen bei 15 °C und 1,013 bar. Der Kessel wird im ersten Beispiel in Festdruckfahrweise betrieben und besitzt im Gegensatz zur ZET-Anlage einen rauchgasseitig dem Verdampfer vorgelagerten Überhitzer ohne ZF.

Durch die starre Kopplung einer GTA mit AHK kann eine Verringerung der Dampferzeugung nur durch Leistungsreduktion der GTA erreicht werden. Im Vergleich dazu bietet der GiD-Prozess durch die einstellbare Dampfinjektion in die GTA eine nahezu beliebige Lastpunktwahl.

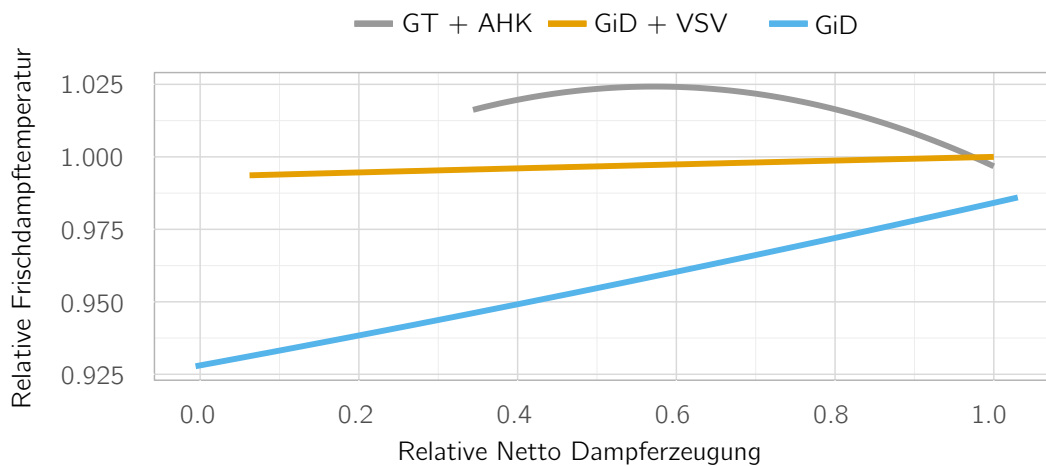
Hinsichtlich der Frischdampfparameter kann Abb. 5.25 entnommen werden, dass mittels VSV-Regelung eine gute Möglichkeit besteht, konstante Dampftemperaturen nach dem Überhitzerpaket zu erreichen.

Die Ergebnisse der Parametervariation der GiD-Anlage ohne VSV zeigt hingegen deutlich den Einfluss der reduzierten Abgastemperatur bei Dampfinjektion ohne Verdichtermassestromanpassung. Die Erhöhung der Frischdampftemperatur in Teillast bei VSV-geregelter GTA ohne Dampfinjektion ist auf den verringerten Abgasmassestrom und die damit verschobene Kesselbilanz zurückzuführen. Dies tritt trotz konstant gehaltener Abgastemperatur ein.

Die Minimallast der GTA mit AHK wird mit 50 % Nennleistung festgelegt. Die maximale PLUS-Dampfinjektion (inkl. DeNOx-Dampf) der GiD-Anlage liegt bei 100 % der Dampferzeugung des

AHK im Auslegungslastpunkt.

In dem betrachteten Fall ist hinsichtlich der minimalen Dampferzeugung eine deutliche Unterschreitung des Tieflastpunktes der GTA mit AHK durch die GiD-Anlage mittels PLUS-Injektion möglich. Liegt die minimale Dampferzeugung bei der GTA mit AHK bei 35 % vom Nennlastpunkt, so kann mittels GiD 7,5 % (mit VSV), respektive 0 % (ohne VSV) des Nennlastpunktes erreicht werden. Das bedeutet eine Erweiterung des thermischen Regelspektrums einer GTA mit AHK um 23 %, respektive 33 %. Die elektrische Lastpunktwahl der Maschine ist hierbei frei zwischen dem in Abb. 5.26 dargestellten Maximalwert und dem gesetzten minimalen Teillastpunkt möglich. Die Anpassung der Dampf-injektion erfolgt dabei mittels des erläuterten PLUS-Reglers automatisch.



**Abbildung 5.25:** Frischdampftemperatur in Abhängigkeit der Netto-Dampferzeugung verschiedener Anlagenkonzepte

### GiD-Prozess im Vergleich mit Cheng-Cycle und GuD-Prozess

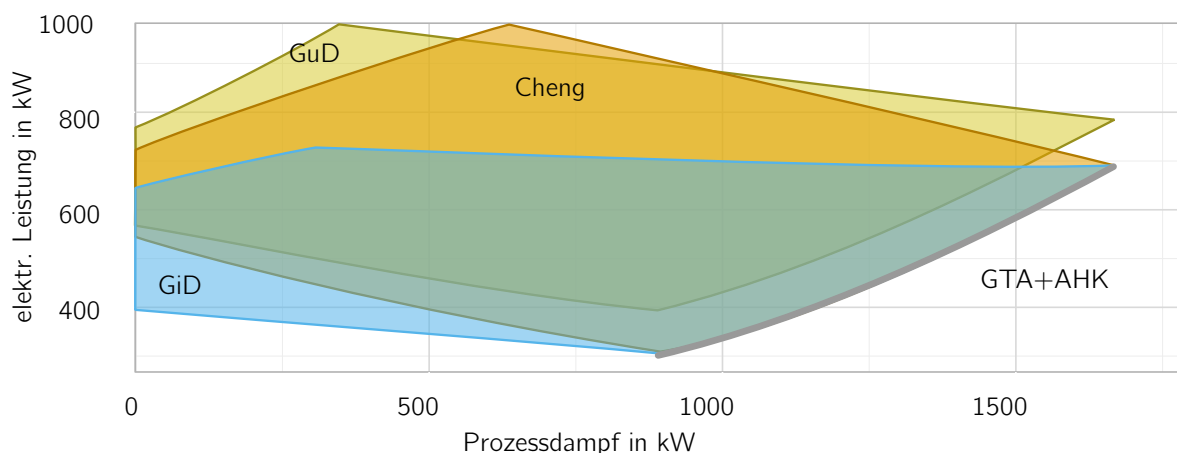
Anhand Parametervariation des stationären Anlagenmodells der Versuchsanlage im ZET können verschiedene Konzepte gegenübergestellt werden. Das Ursprungsmodell umfasst die hinsichtlich ihrer Parameter empirisch angepasste GTA nebst des Verdampfers und des ECO des AHK. Die Modellierung erhält in der Modifikation zum Cheng-Cycle die Dampf-injektion vor der Brennkammer. Die Variation zur GuD-Anlage erfolgt über Einbringung einer Kondensationsdampfturbine. Diese arbeitet aus Gründen der Vereinfachung bei konstantem Kondensatordruck von 20 mbar. Die Auslegungsparameter liegen - entsprechen der Injektion in die GTA - bei einem Frischdampfmassestrom von 1600 kg/h und 23,4 bar. Der isentrope Wirkungsgrad der DT im Auslegungspunkt wird auf 0,8 festgelegt. Der Bau einer GuD-Anlage mit Kondensationsturbine in der betrachteten Leistungsklasse ist nicht üblich, wird aber aufgrund der umfassend geprüften Modellierung der zu Grunde liegenden GTA, als Beispiel diskutiert. Eine Skalierung der Ergebnis-

se ist möglich. Der elektrische Wirkungsgrad der GTA muss dabei jedoch entsprechend größerer Maschinen erhöht werden.

Die Unterscheidung der Randbedingungen des Cheng-Cycle zum GiD-Prozess erfolgt über Festlegung der erlaubten Brennkammeraustrittstemperatur  $T_{BK,aus}$ . Einerseits dient die virtuelle Mindestlast im offenen GT-Prozess als Untergrenze, bedingt durch CO-Emissionen durch verminderte Verbrennungstemperatur. Diese Grenze wird bei 350 kW, sprich 53 % der Nennleistung im offenen GT-Prozess gesetzt.  $T_{BK,aus}$  liegt für diesen Fall bei 711 °C. Als Obergrenze der  $T_{BK,aus}$  dient der bekannte Wert bei Nennlast im offenen GT-Prozess. Dieser liegt bei 885 °C. Die Ansaugbedingungen der Parametervariation liegen konstant bei ISO-Bedingungen (Normalatmosphäre 15 °C, 1013,25 hPa, 0 %-rel. Feuchte).

Die prozessdampfbezogene Stromkennzahl  $\sigma$  im GiD-Prozess und Cheng-Cycle liegt im Auslegungspunkt bei 0,47. Dieser entspricht dem Auslegungspunkt einer GTA mit AHK. Im GuD-Prozess liegt  $\sigma$  bei 2,26. Niedertemperaturauskopplung jenseits des Verdampfers und ECO werden für die prozessdampfbezogene Stromkennzahl nicht berücksichtigt.

Wie in Abb. 5.26 erkennbar, entstehen je Anlagenvariante verschiedene Betriebsbereiche. Basis aller Varianten ist die GTA mit AHK, welche eine starre Kopplung von thermischer und elektrischer Energiebereitstellung aufweist. Die Betriebsbereiche überschneiden sich teils großflächig. Insbesondere GuD und Cheng-Cycle weisen eine ähnliche Verbreitung auf. Die elektrische Spitzenleistung liegt bei beiden im Bereich von 1000 kW. Die Mindestlast bei GuD ist an die minimale Teillast der DT gekoppelt. Für schnelle Lastwechsel bietet sich das Abfahren der DT kaum an, da für das erneute Starten Vorwärm- und Anfahrzeiten beachtet werden müssen. In Abb. 5.26 wird diese minimale Teillast mit 100 kW (31 % der Nennlast) angenommen.



**Abbildung 5.26:** Elektrische Leistung in Abhängigkeit der Netto-Dampferzeugung verschiedener Anlagenkonzepte

Auffällig ist die gegenüber der GuD-Anlage höhere thermische Teillast bei maximaler elektrischer Leistung.

scher Leistungsauskopplung im Cheng-Cycle. Dies ist mit der Einflussnahme der Dampfinjektion auf die Dampferzeugung erklärbar. Da die Verbrennungstemperatur konstant gehalten wird und der isentrope Wirkungsgrad der Turbine durch Erhöhung des Heißgasmassenstromes aufgrund der erhöhten Dampfinjektion auf nahezu Auslegungsniveau liegt, werden nach der Turbine hohe Abgastemperaturen auf Nennlastniveau erreicht. Damit findet eine, gegenüber der Auslegung gesteigerte Dampferzeugung statt. Da die maximale Injektion auf 1600 kg/h limitiert ist, wird bei elektrischer Spitzenlast somit nicht dieselbe niedrige thermische Auskopplung erreicht, wie im GuD-Prozess. Auffällig bei beiden diskutierten Prozessvarianten ist der Fokus auf hohe elektrische Leistungsbereitstellung. Elektrische und thermische Teillast in Kombination werden von beiden Varianten nicht befriedigend abgedeckt. Bei der Anlage im Cheng-Cycle ist dies mit der Limitierung der CO-Emissionen zu begründen. Für die GuD-Anlage ergibt sich mit sinkender Prozessdampfbereitstellung ein erhöhter Dampfmassestrom über die DT, was zu einer Erhöhung derer elektrischen Leistungsauskopplung führt.

Der GiD-Prozess erreicht, wie in Abb. 5.26 ersichtlich, genau diesen Teillastbereich. Das Betriebsspektrum bietet nahezu minimale Teillast der GTA in Verbindung mit frei wählbarer Wärmebereitstellung zwischen der Basis-Kennlinie der GTA mit AHK und keiner Prozessdampfauskopplung. Die geringfügige Erhöhung der Elektroenergieauskopplung bei minimaler Prozessdampfbereitstellung gegenüber der Mindestlast der GTA auf 400 kW begründet sich mit der Erhöhung des Massenstromes über die GT bei minimaler Feuerung, vgl. Abb. 4.28. Dies resultiert aus der Dampfinjektion und verdeutlicht damit die Erhöhung des elektrischen Wirkungsgrades. Die elektrische Spitzenlast des GiD-Prozesses ist gegenüber des Cheng-Cycle und des GuD-Prozess auf die Nennlast der GTA limitiert.

Die Betrachtung des elektrischen Wirkungsgrads  $\eta_{el}$  und Brennstoffausnutzungsgrads  $\eta_{bst}$  der verschiedenen Anlagen über deren Betriebsspektrum erlaubt einen direkten Vergleich der Teillasteffizienz. Die genannten Effizienzkenngößen berechnen sich entsprechend Gl. (5.29) und (5.30).  $\dot{Q}_{zu}$  repräsentiert die mittels Feuerung zugeführten Wärmeströme. Bei den betrachteten Anlagen beschränkt sich dies auf die Feuerung der GTA.  $\dot{Q}_{nutz}$  beschränkt sich für die Betrachtung auf die Prozessdampfauskopplung.

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{zu}} \quad (5.29)$$

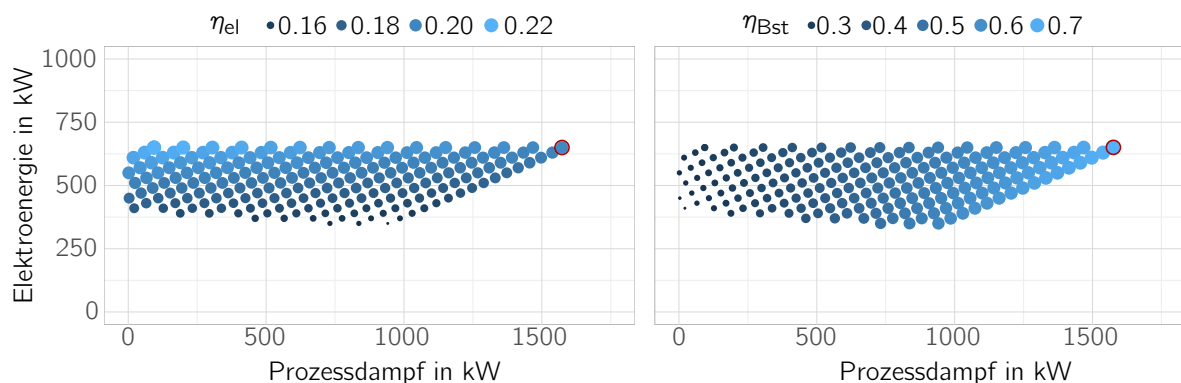
$$\eta_{bst} = \frac{P_{el} + \dot{Q}_{nutz}}{\dot{Q}_{zu}} \quad (5.30)$$

Wie Abb. 5.27 und A.12 im Anhang A.3 verdeutlichen, findet eine merkliche Erhöhung des elektrischen Wirkungsgrads mit steigender Injektion in die GTA statt. Je heller und größer ein Punkt dargestellt ist, desto höher ist der entsprechende Wirkungsgrad. Das Maximum im GiD-Prozess liegt bei 22,2 %, wohingegen im Cheng-Cycle bei elektrischer Spitzenlast von 990 kW sogar 25,6 % erreicht werden. Der elektrische Wirkungsgrad sinkt bei beiden Prozessen mit sinkender

elektrischer Leistung. Das Minimum erreicht er im Nennlastpunkt der betrachteten GPB06, ohne Injektion bei 19,2 %. Die Auslegungspunkte beider Anlagen liegen bei Nennlast der konventionellen GTA mit AHK. Hinsichtlich des Brennstoffausnutzungsgrads zeigt sich erwartungsgemäß ein Gefälle zwischen Auslegungspunkt und maximaler Injektion in die GTA. Beide Prozessvarianten erreichen im Auslegungspunkt durch Prozessdampfauskopplung einen Brennstoffausnutzungsgrad von 70 %. Bei maximaler Injektion sinkt der Brennstoffausnutzungsgrad, je nach elektrischer Leistung, bis auf den elektrischen Wirkungsgrad ab.

Anhand Abb. A.13 im Anhang A.3 wird der Wirkungsgradverlauf der GuD-Anlage ersichtlich. Diese erreicht bei 1010 kW einen elektrischen Wirkungsgrad von 30,5 %. Der genannte Betriebspunkt ist gleichzeitig Auslegungspunkt der Anlage. Seitens des Brennstoffausnutzungsgrads entspricht der qualitative Verlauf über das Betriebsspektrum denen der Anlagen mit Dampf-injektion. Der Spitzenausnutzungsgrad liegt bei Mindestlast der DT und Spitzenlast der GTA erwartungsgemäß auf dem Niveau von GiD-Prozess und Cheng-Cycle. Es zeigen sich somit im Vergleich zum GiD und Cheng-Prozess vergleichbare elektrische Wirkungsgrade. Im Auslegungspunkt übersteigt der GuD-Prozess den elektrischen Wirkungsgrad des vergleichbaren Cheng-Cycle um 5 %-Punkte. Mit sinkender Leistung der DT fällt dieser jedoch und siedelt sich im Niveau der Injektionsprozesse an.

Es stellt sich folglich heraus, dass der GuD-Prozess und Cheng-Cycle vergleichbare Betriebsspektren aufweisen. Die GuD-Anlage weist einen höheren elektrischen Wirkungsgrad auf, welcher jedoch nur im Bereich des Auslegungspunktes erreicht wird. Der Brennstoffausnutzungsgrad aller drei Varianten liegt auf vergleichbarem Niveau. Hinsichtlich des erreichbaren Teillastverhaltens erreicht der GiD-Prozess den größten Freiheitsgrad.



**Abbildung 5.27:** PQ-Diagramm der GiD-Versuchsanlage im ZET mit betriebspunktabhängigem elektrischen Wirkungsgrad und Brennstoffausnutzungsgrad; Auslegungspunkt in rot markiert

## 5.8.2 Kostenvergleich

Grundlegend liegt bei dem Vergleich von GuD und GiD der monetäre Aspekt bei Bau und Instandhaltung auf der Hand. Benötigt eine GuD-Anlage in KWK eine DT mit zugehörigen



Nebenaggregaten wie Kondensator, Ölversorgung, Ölkühler, Messtechnik, evtl. Generator, etc. ist bei einer GiD-Anlage lediglich die Installation der Dampfleitungen an der GT notwendig. Die Mess- und Regelungstechnik beschränkt sich auf die Regelventile und die Dampfsystemüberwachung, welche auch bei Betrieb einer DT nötig sind. Schnellschlussventile sind nach aktuellem Erfahrungsstand nicht notwendig. Bei Nutzung einer Rückkondensationseinrichtung fallen beim GiD-Prozess wiederum Mehrkosten für das Wärmeübertragerregister an. Bei dem direkten Kostenvergleich von GiD und GuD werden die Hauptkomponenten für die Erzeugung seitens ihres Investitionsvolumens aufgeschlüsselt. Die Nebenaggregate, wie der Kondensator im GuD und die Rückkühleinrichtung der Rauchgaskondensation im GiD-Prozess werden nicht berücksichtigt. Der Kondensationswärmeübertrager im AHK der GiD-Anlage wird einbezogen.

Seitens Leistung und Grädigkeiten der Wärmeübertrager dient der Kessel des ZET als Beispiel. Die thermische Leistung des Kessels wird über Gl. (5.31) mit der elektrischen Leistung der GTA gekoppelt.

$$Q_{th} = P_{el} * 3.5 \quad (5.31)$$

Dienlich für die Darstellung von verfügbarer elektrischer Energie und Wärme von KWK-Anlagen ist die Stromkennzahl  $\sigma$ . Sie berechnet sich entsprechend Gl. (5.32) aus dem Quotienten von Elektroenergieauskopplung  $P_{el}$  und genutzter Abwärme  $\dot{Q}_{nütz}$  [109]. Letztere muss entsprechend außerhalb des Kraftwerksprozesses stattfinden und darf nicht zur Stromerzeugung in Kondensationsmaschinen erfolgen [110].

$$\sigma = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{nütz}} \quad (5.32)$$

Die genutzte Stromkennzahl liegt für die GiD-Anlage bei 0,286 und für die GuD-Anlage bei 0,5. Bei einer GuD-Anlage wird als Richtwert für die elektrische Leistungsaufteilung zwischen GTA und DT entsprechend Gl. (5.33) vorgefahren. Die Kostenfunktionen entsprechend Gl. (5.34) bis Gl. (5.37) basieren auf aufbereiteten Daten nach *Arsalis* [35]. Es werden die drei Hauptkostenanteile Gasturbine  $K_{GT}$ , Dampfturbine  $K_{DT}$  und Abhitzeessel  $K_{AHK}$  unterschieden. Des weiteren werden charakteristische, arbeitsmedienabhängige Faktoren jedes Wärmeübertragers  $i$  ermittelt. Diese umfassen Druckfaktor  $f_{p,i}$ , temperaturabhängigen Flüssigkeitsfaktor  $f_{Tf,i}$ , temperaturabhängigen Gasfaktor  $f_{Tg,i}$  und einen Leistungsfaktor  $K_i$ , welcher unter Berücksichtigung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz  $\Delta T_{m,log,i}$  gebildet wird.

$$P_{el,GT} = 2P_{el,DT} = 2/3P_{el,ges} \quad (5.33)$$

$$K_{GT} = (-98.328 \ln(\dot{W}_{GT}) + 1318.5)\dot{W}_{GT} \quad (5.34)$$

$$K_{DT} = 3644.3(\dot{W}_{DT})^{0.7} - 61.3(\dot{W}_{DT})^{0.95} \quad (5.35)$$

$$K_{Wue} = 3650 \sum_i (f_{p,i} f_{Tf,i} f_{Tg,i} K_i^{0.8}) \quad (5.36)$$

$$\begin{aligned} f_{p,i} &= 0.0971(p_i/30) + 0.9029 \\ f_{Tf,i} &= 1 + \exp(T_{f,max} - 830)/500 \\ f_{Tg,i} &= 1 + \exp(T_{g,max} - 990)/500 \\ K_i &= \frac{\dot{Q}_i}{\Delta T_{m,log,i}} \\ \Delta T_{m,log,i} &= \frac{dT_{max} - dT_{min}}{\ln(dT_{max} - dT_{min})} \end{aligned} \quad (5.37)$$

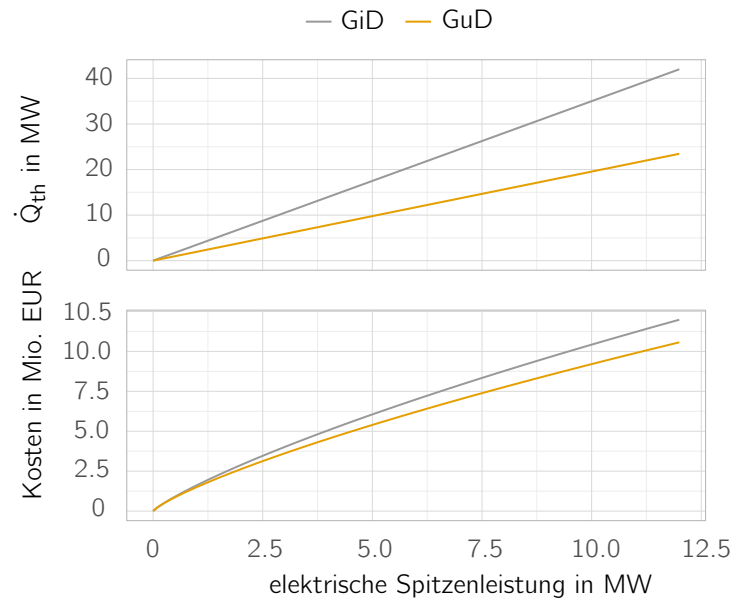
Randbedingung des Investitionsvergleichs ist die auskoppelbare elektrische oder thermische Leistung. Da aufgrund der Anlagensystematik bei Nutzung gleicher GT oder AHK immer Unterschiede zwischen GuD und GiD-Prozess seitens der maximalen thermischen oder elektrischen Leistungsauskopplung herrschen, werden beide Fälle getrennt betrachtet. Die Kesselstruktur sieht keinen Überhitzer vor. Die genutzten Randbedingungen sind in Tab. A.5 im Anhang A.2 zusammengefasst.

### **Stromgeführte Investition**

Bei Unterstellung gleicher elektrischer Spitzenlast im Auslegungspunkt ist aufgrund Gl. (5.33) bei dem GuD-Prozess von einer gegenüber dem GiD-Prozess deutlich kleineren GTA auszugehen. Dies wird seitens der notwendigen monetären Aufwendung in der Investition entsprechend Abb. 5.28 ersichtlich. Hierbei fallen die größere GT und der vergrößerte Kessel der GiD-Anlage ins Gewicht. Die GiD-Anlage besitzt eine deutlich höhere verfügbare thermische Leistung, da bei gleicher elektrischer Energiebereitstellung in der GuD-Anlage ein großer Anteil des Frischdampfes für die DT verwendet wird. Der geringe Unterschied in der Investition der beiden Anlagentypen ist eine interessante Zusatzinformation.

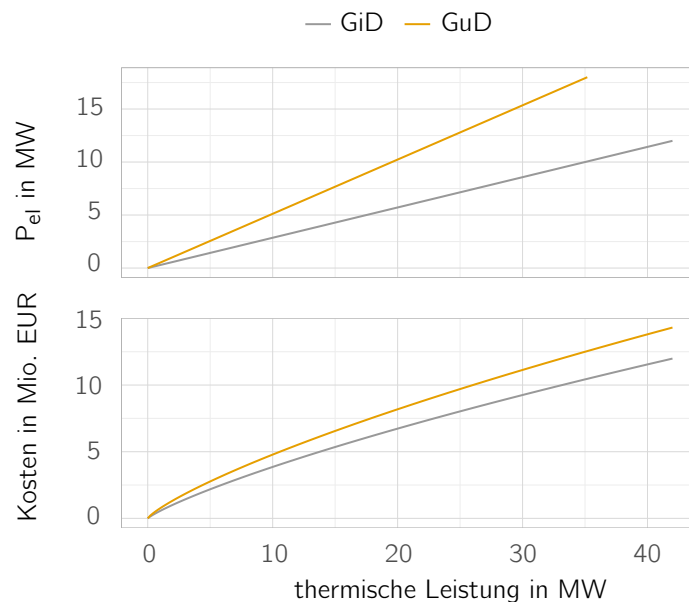
### **Wärmegeführte Investition**

Bei Festlegung der verfügbaren thermischen Leistung ist die GTA-Leistung über Gl. (5.31) mit der Kesselauslegung verbunden und damit für beide Anlagentypen gleich. Das Investitionsvolumen einer DT kommt dann bei der GuD-Anlage als Zusatzzahlung hinzu. Entsprechend Abb.



**Abbildung 5.28:** Vergleich von GiD und GuD hinsichtlich Investitionskosten und thermischer Leistungsausbeute bei Auslegung auf gleiche elektrische Spitzenlast

5.29 dreht sich gegenüber der stromgeführten Investition das Kostenverhältnis der beiden Anlagentypen um und die GiD-Anlage ist bei gleicher thermischer Leistungsbereitstellung die kostengünstigere. Aufgrund der DT liegt dafür die im elektrischen Spitzenlastfall mögliche Stromerzeugung der GuD-Anlage um 30 % höher als bei der GiD-Anlage.



**Abbildung 5.29:** Vergleich von GiD und GuD hinsichtlich Investitionskosten und elektrischer Spitzenlast bei Auslegung auf gleiche thermische Leistungsausbeute

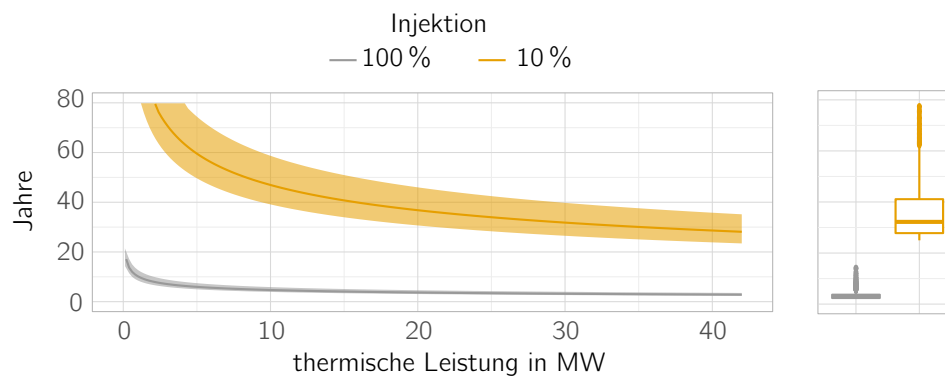
## Schlussfolgerung des Investitionsvergleiches

Anhand der Erkenntnisse aus dem Investitionsvergleich können mehrere Schlüsse gezogen werden.

1. GuD und GiD-Prozess decken ähnliche Bereiche des KWK-Prozesses ab.
2. Im Auslegungspunkt des GuD-Prozesses wird eine höhere Stromkennzahl, als im GiD-Prozess erreicht.
3. Das Investitionsvolumen für eine GiD-Anlage übertrifft das einer GuD-Anlage für Auslegung auf elektrische Spitzenlast.
4. Das Investitionsvolumen für eine GiD-Anlage unterschreitet das einer GuD-Anlage für Auslegung auf thermische Spitzenlast.

Unter Annahme eines Deionatpreises von  $4,5 \text{ €/m}^3$  [72] und einer Betriebszeit von 8760 h/a kann anhand linearer Extrapolation der *Verbrauch* des Investitionskostenvorteils einer GiD-Anlage für den Fall einer wärmegeführten Investition ermittelt werden. Abb. 5.30 stellt den Bereich des möglichen Kostenumschlagpunktes, des Zeitpunktes an dem der Investitionskostenvorteil des GiD-Prozesses durch Deionatverbrauch kompensiert wird, dar. Als Obergrenze wird die maximal mögliche Injektionsmenge, sprich 52 % der thermischen Energiebereitstellung des AHK genutzt. Die in Tab. A.5 dargelegten Randbedingungen für den Dampferzeuger dienen als Berechnungsgrundlage für die maximale Dampferzeugung, respektive Injektion. Die minimale Injektionsmenge wird mit 10 % derer festgelegt. Zur Veranschaulichung des Effektes des Deionatpreises wird eine Variation dessen um  $\pm 20 \%$  berücksichtigt. Dadurch findet eine Verschiebung der leistungsabhängigen Kostenumschlagpunkte statt. Für den Betrieb einer DT fallen ebenfalls Kosten an. Diese weisen jedoch Abhängigkeiten zu Randbedingungen des Herstellers und dem Anlagentyp auf und können daher nicht näher beziffert werden, daher werden diese zugunsten des GuD-Prozesses nicht berücksichtigt. Je nach Quantität derer verschiebt sich der Kostenumschlagpunkt in Richtung eines späteren Zeitpunktes. Die Rückkondensation wird nicht mit einberechnet.

Abb. 5.30 verdeutlicht, dass bei einer Anlage mit 10 MW thermischer Auskopplung der Investitionskostenvorteil der GiD-Anlage, bei Unterstellung maximaler Injektion, nach 4,7 a aufgebraucht ist. Unter Annahme einer gemittelten Injektion von 40 % der maximal möglichen Injektion wird der Kostenumschlagpunkt erst nach 11,7 a erreicht. Folglich fallen für die Wasseraufbereitung und den -verbrauch Kosten an, welche jedoch in Relation zu der Investition in eine DT samt Nebenaggregaten klein sind. Unter Berücksichtigung einer Rückkondensation und damit einhergehender Reduktion der Wasserkosten ist eine weitere Reduktion möglich.



**Abbildung 5.30:** *Verbrauch* des Investitionskostenvorteils des GiD-Prozesses bei wärmegeführter Investition für minimale und maximale Injektionsmenge unter Variation des Deionatpreises um  $\pm 20\%$ ; Boxplot des Mittleren Kostenumschlagspunktes für das gesamte Leistungsspektrum bei minimaler und maximaler Injektionsmenge

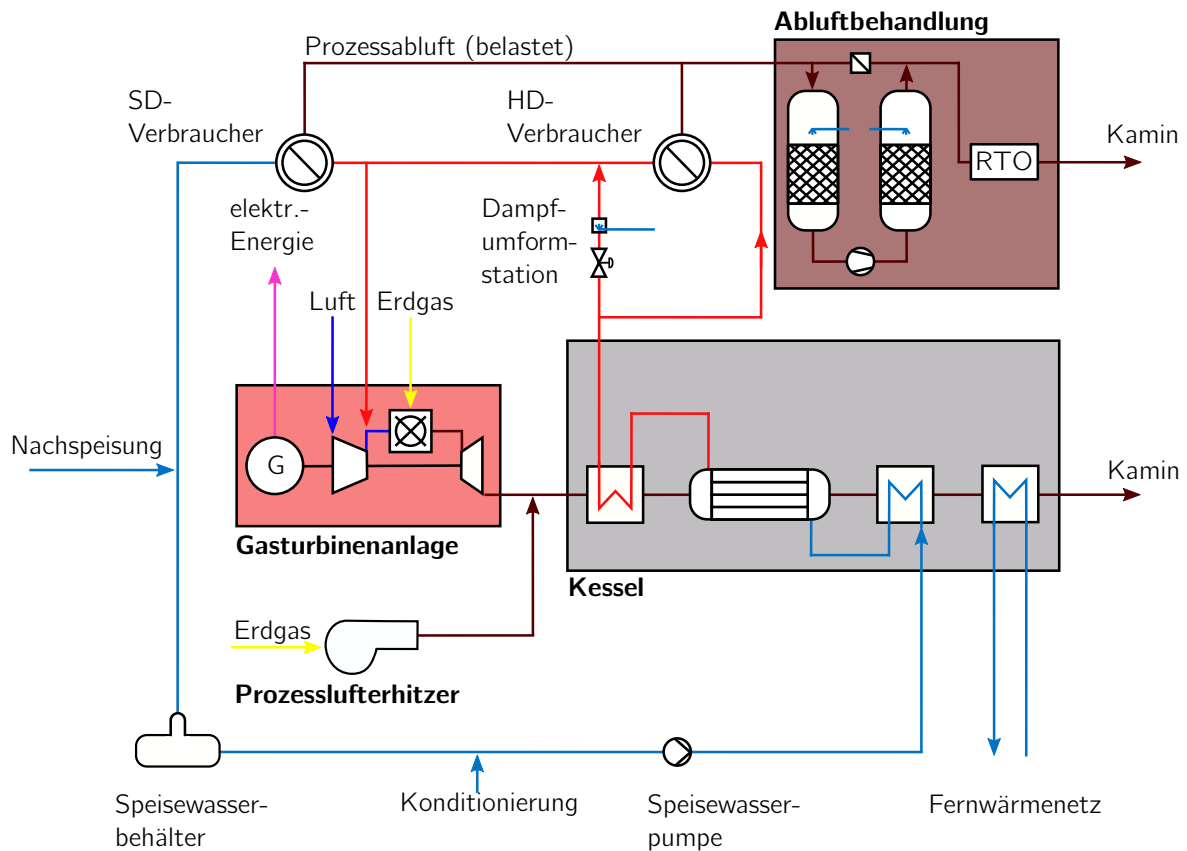
## 6 Anwendung des integrierten Gas-Dampf-Prozesses in einer verfahrenstechnischen Anlage

### 6.1 Projekt EHROD

Im Rahmen des Projektes EHROD (Förderkennzeichen 03ET1329A) des BMWi wurde die Energiebereitstellung einer mittelständischen Druckerei von konventioneller Erdgasfeuerung auf KWK umgestellt [61]. Bei der Trocknung der nach dem Heatset-Rollenoffsetdruck bedruckten Medien werden bisher technologietypisch Heißlufttrockner verwendet. Konventionell findet die Beheizung der Trockner mittels Erdgasbrenner statt. Durch Rezirkulationsbetrieb der Trocknungsluft wird die mit verdampften Öl aus den Druckfarben belastete Luft in den Brennern im Sinne des Bundes-Immissionsschutzgesetz (BImSchG) [111] thermisch nachbehandelt. Damit dienen die Brenner als prozessinterne Regenerative Thermische Oxidation (RTO). Die Abluft der Trockner wird nach Rezirkulation in die Umgebung entlassen.

Im Zuge des Projektes EHROD wurden diese Brenner durch Wärmeübertragerregister (teilweise substituiert, welche mittels HD, respektive SD aus einer KWK-Anlage beaufschlagt werden. Die nun unbehandelte Abluft der Trockner wird über Sammelleitungen in eine der Kraftwerksanlage untergliederten, sog. Mineralölrückgewinnung (MOR) geleitet und das enthaltene Öl dort zu Teilen auskondensiert. Da die Abluft der MOR nicht den Richtlinien nach BImSchG entspricht wird sie darauf folgend durch eine RTO geleitet und weitestgehend autotherm mittels der verbleibenden Ölrückstände thermisch nachbehandelt, vgl. Abb. 6.1. Bei zu geringer Beladung wird mittels Erdgas zugefeuert. Bei der in der KWK-Anlage verwendeten GTA handelt es sich um eine *Kawasaki M7A-01ST* mit Option zur Dampf-injektion im Sinne des STIG-Prozesses. Die industrielle GTA kann mit Heißdampf bis zu 400 °C in der PLUS-Injektion beaufschlagt werden. Besondere Herausforderung war, wie üblich in der industriellen KWK, eine Umstellung und Versorgung ohne Gefährdung der Stabilität des Produktionsprozesses.

Der bei dieser Anlage zuvor im AHK erzeugte HD ( $\leq 400\text{ °C}$ ) wird im nachgeschalteten industriellen Prozess auf SD-Niveau abgekühlt, um anschließend zu Teilen als DeNO<sub>x</sub>- oder PLUS-Dampf in die GTA injiziert zu werden. Da der Betrieb der genutzten GTA im Teillastbereich oder bei hoher Dampf-injektion zu Rauchgastemperaturen unterhalb der Auslegungswerte führt, wird die Dampferzeugung und -überhitzung unmittelbar dadurch beeinflusst. Bei Bedarf an konstanten HD-Dampftemperaturen wäre somit entweder ein externer Überhitzer oder aber die Regelung konstanter Abgastemperaturen durch die GTA notwendig. Letzteres wäre durch lastabhängige Reduktion des Ansaugmassenstromes mittels verstellbarer Verdichtervorleitschaufeln (inlet guide vanes (IGV) bzw. VSV) möglich [57] [113].



**Abbildung 6.1:** Fließschema des untersuchten Industriekraftwerkes im Projekt EHROD

**Tabelle 6.1:** Herstellerdaten der GPB60PLUS im Auslegungspunkt nach [112]

Bezeichnung	Zeichen	Einheit	Wert
elektrische Leistung	$P_{el}$	kW	5410
Druckverhältnis	$\pi$	–	1:12
Turbineneintrittstemperatur	$t_{inlet}$	°C	ca. 1000
Turbin austrittstemperatur	$t_{outlet}$	°C	535
Verdichtermassenstrom	$\dot{m}_V$	kg/h	21.25
DeNO <sub>x</sub> -Dampfinjektion	$\dot{m}_{DeNOx}$	t/h	1.6
PLUS-Dampfinjektion	$\dot{m}_{PLUS}$	t/h	≤5.8

## Modellierung

Die Projektbegleitung resultierte in einem umfassenden Modell der Kraftwerksanlage, nebst Verbrauchern in der Druckerei, vgl. Abb. A.14.

Die grundlegenden Designparameter der modellierten GTA sind in Tab. 6.2 dargelegt. Da kein Verdichterkennfeld für die GTA verfügbar war und keine Messtechnik zur Bestimmung des An-

saugmassestromes vorlag, werden die originalen Kennfelder der Epsilon-Modelle genutzt und auf die bekannten Betriebsdaten justiert. Die Kesselmodellierung erfolgte als Großwasserraumkessel mit gesetztem Frischdampfdruck. Die Parametrierung der Wärmeübertrager fand anhand der Auslegungswerte und R&I-Schemata statt.

Wie aus Abb. A.14 ersichtlich umfassen die Nebenaggregate und Verbraucher einen Großteil der Modellierung. Hierbei war das Augenmerk insbesondere auf die Erfüllung der Energie- und Massebilanz im Dampfsystem um sämtliche Trockner möglichst ohne Zusatzfeuerung in KWK betreiben zu können. Die Trockner sind als Makro-Bauteile modelliert, welche in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur die Lastanforderung an die Heißluftherzeugung berechnen.

**Tabelle 6.2:** Parametrierung der Komponenten der stationären Prozesssimulation der verfahrenstechnischen Referenzanlage im Projekt EHROD

	Einheit	Verdichter	Turbine	Generator
$\eta_{s,nom}$	%	85	85	97
$\dot{m}_{nom}$	kg/s	20.656	21.453	

## Emissionsbetrachtung

Durch die Positionierung der Dampfinkjektion in Strömungsrichtung vor der BK der GTA werden die Emissionen durch variable Dampfinkjektion beeinflusst. Insbesondere betrifft das die Kohlenstoffmonoxid (CO)-Emissionswerte aufgrund Reduktion der Flammtemperatur, welche durch das BImSchG [111] gedeckelt sind.

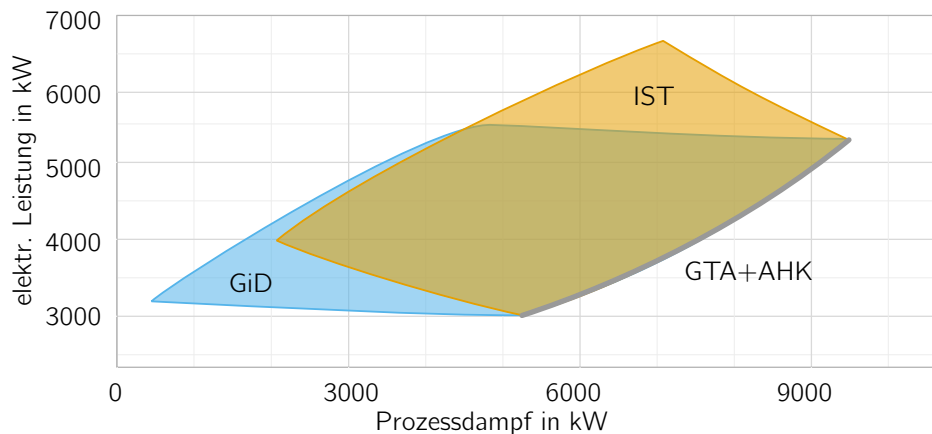
Anhand Abb. 6.2 kann die durch die CO-Restriktion mögliche Dampfinkjektion über das Betriebsspektrum der GTA ermittelt werden.<sup>1</sup> Neben der Injektionsmenge können auch Rückschlüsse auf den Brennstoffausnutzungsgrad  $\eta_{Bst}$  gezogen werden, vgl. Abb. A.15 und A.16 im Anhang A.3. Hierbei ist insbesondere die Lokalisierung ober- oder unterhalb der 80 %-Marke relevant. Diese dient als Referenz für die volle Förderfähigkeit des erzeugten Stromes entsprechend Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz (KWKG) [110].

Anhand von Analysen zur bedarfsgerechten, wärmegeführten Fahrweise der KWK-Anlage wird mittels Abb. A.15 und Abb. 6.2 für die GTA ersichtlich, dass:

- die GTA zumeist im Teillastbetrieb arbeitet
- bei vermindertem Wärmebedarf des Produktionsprozesses hinsichtlich der CO-Emissionen problematische Betriebspunkte angefahren werden müssen
- BImSchG-konforme Emissionen mit abnehmender Außentemperatur nur mittels erhöhter elektrischer Leistung der GTA möglich sind

<sup>1</sup> Herstellerangaben der Fa. *Kawasaki*. Eine Überprüfung mittels Abgasmessung konnte im Rahmen des Projektes EHROD nicht durchgeführt werden.





**Abbildung 6.2:** PQ-Diagramm der STIG-Referenzanlage in einer mittelständischen Druckerei basierend auf einer Kawasaki M7A-01ST

## 6.2 Effizienzsteigerung des Prozesses

Zu dem Projekt EHROD können einige zentrale Punkte zusammengefasst und Maßnahmen zur Effizienzsteigerung aufgezeigt werden [61].

Die Inbetriebnahme der GiD-Anlage im industriellen Umfeld der Druckerei, die außerhalb der Projektes erfolgte, gestaltete sich aus unterschiedlichen, nicht technischen, Gründen schwieriger und zeitaufwändiger als erwartet, so dass im Rahmen der vorliegenden Arbeit keine Versuchsergebnisse präsentiert werden können. Diese besitzt durch Dampfinspektion die Option zur Leistungssteigerung (Cheng/STIG-Cycle), jedoch nicht die benötigte Möglichkeit zur thermischen, wie elektrischen Teillastfahrt bei Injektionsbetrieb (GiD-Prozess). Aufgrund juristischer Komplikationen im Projekt konnte die Dampfinspektion bisher nicht in Betrieb genommen werden. Anhand Messungen an den Verbrauchern konnte ein hinsichtlich Wärme- und Kältebedarf typisiertes Bedarfskennfeld ermittelt und Typtage herausgearbeitet werden. Diese summierten Lastgänge konnten folgend für quasistationäre Zeitreihenrechnungen in demselben Modell herangezogen werden.

Die experimentelle Parametrierung der Dampfnetzregelung, mittels variabler Dampfinspektion in die GTA, erfolgte an der Versuchsanlage im ZET der TU Dresden. Die Stabilität des Regelungskonzeptes wurde bestätigt. Anhand der resultierenden Bilanzen wurden mehrere Optimierungsoptionen vorgeschlagen.

Kernstück der gekoppelten Erzeugung ist die Dampfentnahme aus der KWK-Anlage durch die umgebauten Trockner der Druckerei. Diese stellen große Wärmesenken dar. Da der Druckprozess nicht kontinuierlich und mit unvorhersehbaren Unterbrechungen (Papierbahnabriss, Defekte, etc.) zu charakterisieren ist, wird eine flexible Energiebereitstellung benötigt. Durch eine GTA in KWK mit Option zur variablen Dampfinspektion ist das in Grenzen möglich.

Großer Einfluss auf den Brennstoffausnutzungsgrad der KWK-Anlage ist durch Einbindung der Absorptionskältemaschine (AKM) als zusätzlichen Dampfabnehmer zu erwarten. Durch Versorgung der Trockner und deren Nebenaggregate mit Kaltwasser kann der kontinuierliche Dampfbedarf des Prozesses erhöht werden. Auch bei Stillstand der Druckmaschine wird Kühlwasser für die Temperierung der Nebenaggregate benötigt. Damit ist der generierte Dampfüberschuss deutlich reduzierbar, respektive umgehbar. Laständerungen sind selbst für moderne AKM nur bedingt möglich [114] (S.130). Ein möglichst kontinuierlicher Betrieb der AKM ist anzustreben. Die Nutzung eines Kaltwasser-Vorlagebehälters minimiert die Taktzeiten der AKM und kann die Nutzung einer redundanten Kompressionskältemaschine (KKM) minimieren. Durch den Betrieb eines Kaltwassernetzes als ein Sekundärkreislauf, welcher auf Temperaturniveaus oberhalb der Arbeitstemperatur der AKM arbeitet, ist Vereisung letzterer bei abruptem Lastabfall verhinderbar.

Mittels Einbindung des FW-Wärmeübertragers am kalten Ende des AHK in den Kreislauf der Hallenbeheizung kann Brennstoffeinsatz für getrennte Erzeugung der Druckerei vermieden werden.

Durch aktive Teilnahme am SPOT-Markt besteht die Option das breite Erzeugungsspektrum der KWK-Anlage umfassend auszunutzen und damit die durch Betrieb der KWK-Anlage bereits reduzierten Restkosten für die Produktion weiter zu senken.

## **6.3 Ökologischer Nutzen**

Anhand des Beispiels der industriellen Referenzanlage des Projektes EHROD kann der ökologische Nutzen einer industriellen KWK-Anlage verdeutlicht werden. Die nach KWKG §10 zugelassene, hocheffiziente KWK-Anlage des Projektes kann mit einem elektrischen Nettowirkungsgrad von 30,5 % und einem Netto-Brennstoffnutzungsgrad von 83,4 % im Auslegungspunkt angegeben werden. Entsprechend der aufbereiteten Daten des Projektberichtes können nachfolgende Punkte für das Energieprojekt der Druckerei zusammengefasst werden [61]

### **6.3.1 Primärenergieeinsparung nach FW308**

Anhand der harmonisierten Wirkungsgrad-Referenzwerte nach [115] kann der Referenzwert für getrennte Stromerzeugung mittels Steinkohle mit 44,2 %, respektive mit Braunkohle mit 41,8 % angenommen werden. Daneben werden für Erdgas in getrennter Stromerzeugung 52,4 % und Öl 44,2 % vorgegeben.

Die getrennte Wärmebereitstellung mittels Erdgaskessel (Heißwasser) wird mit 90 % berechnet. Damit ergibt sich mittels der Kennzahlenermittlung nach FW308 entsprechend [115] und [116] eine Primärenergieeinsparung (PEE) gegenüber konventioneller Referenztechnologien entsprechend Tab. 6.3.

**Tabelle 6.3:** PEE durch gekoppelte Strom- und Wärmebereitstellung in KWK gegenüber Referenztechnologien in getrennter Erzeugung

Technologie	PEE %
Steinkohle	21.74
Braunkohle	24.09
Erdgas	14,43
Öl	21,74

Bei Betrachtung des elektrischen Wirkungsgrades wird, da die regenerativen Energieformen und die Kernenergie für die Betrachtung keine weitere Rolle spielen, lediglich Erdgas, Öl, Stein- und Braunkohle entsprechend ihrer Anteile nach A.17 im Anhang A.3 und deren harmonisierte Wirkungsgrad-Referenzwerte nach [115] eingerechnet. Daraus resultiert ein Referenzwirkungsgrad des Energiemix von 44,5 %.

### 6.3.2 Emissionsbetrachtung

Die tatsächlichen CO<sub>2</sub>-Emissionen des Betriebes werden in die Kategorien Ihrer Herkunft aufgeschlüsselt und getrennt bilanziert.

#### Spezifische Emissionen verschiedener Brennstoffe

Anhand [117] können die spezifischen Emissionen verschiedener Verbrennungsprozesse dargelegt werden. Diese sind entsprechend der harmonisierten Wirkungsgrad-Referenzwerte nach [115] auf die tatsächliche Energiebereitstellung korrigiert und in 6.4 zusammengefasst. Die angegebenen Werte unterscheiden sich gegenüber [118] durch etwa 20 % geringere Emissionen je Brennstoffart. Dies kann an der zu Grunde gelegten Brennstoffzusammensetzung oder aber an variierten Wirkungsgraden liegen. Da der Offset jedoch bei allen Brennstoffarten vergleichbar ist und im Weiteren primär die relative Emissionsreduktion berechnet wird, kann diese Diskrepanz übergangen werden.

Die spezifischen Emissionen des Energiemix errechnen sich zu  $534 \text{ g}_{\text{CO}_2} / \text{kWh}_{\text{el}}$ .

#### Erdgaseinsparung der Trockner

Anhand Betriebsmessdaten kann von einer Einsparung von 60 % der Erdgasfeuerung im Trocknerbetrieb ausgegangen werden. Bedingt durch niedrigen Teillastbetrieb der KWK-Anlage aufgrund reduziertem Wärmebedarf liegt die Frischdampf Temperatur niedriger als im Auslegungspunkt. Damit kann in den Trocknern nicht die gewünschte Heißlufttemperatur erreicht werden, was eine additive Feuerung bedingt. Eine Steigerung des mittels Dampf gedeckten Wärmebedarfs

**Tabelle 6.4:** Spezifische CO<sub>2</sub>-Emissionen verschiedener Primärenergiequellen bezogen auf die Feuerungswärmeleistung nach [117]

Brennstoff	spez. Emissionen g <sub>CO<sub>2</sub></sub> /kWh
Heizöl, extra leicht*	266
Kohle(Stein- und Braunkohle)**	375.5
Erdgas	201
* HEL: 74.0 tCO <sub>2</sub> /TJ bei Hu = 42.6MJ/kg	
** 2016: 55 % Steinkohle, 45 % Braunkohle	

der Trockner ist bei Lastanhebung durch Inbetriebnahme (IBN) der Dampfbeheizung aller Trockner erreichbar. Es kann in guter Näherung mit einer Betriebszeit von 66 % der Trockner gerechnet werden. Der absolute Wärmebedarf der Trockner setzt sich entsprechend Tabelle 6.5 zusammen. Anhand der genäherten Wärmebedarfsangaben und der gemittelten Betriebszeiten kann der Wärmebedarf der Trockner im konventionellen Betrieb auf 15 910 963 kWh/a geschätzt werden.

**Tabelle 6.5:** Gemittelter Wärmebedarf der Trockner

Trockner	Wärmebedarf kW
Lithoman 1,3,5	625
Lithoman 2	877

## Mineralölrückgewinnung

Die Ölrückgewinnung in der MOR wird bei Beaufschlagung mit der Abluft dreier Trockner mit 1000 kg/d beziffert, wobei der Heizwert des Ölkondensates unter Anlehnung an [119] mit 12,6 kWh/kg abgeschätzt wird.

## Heizung

Für die klassische Hallenbeheizung mit Gasthermen werden im jährlichen Mittel (2015 & 2016) 2 375 661 kWh Erdgas verfeuert.

### 6.3.3 Primärenergieeinsparung und CO<sub>2</sub>-Reduktion im Vergleich zu getrennter Erzeugung von Strom/Wärme mittels Energiemix/Erdgas

Die Primärenergieeinsparung wird auf die Stromerzeugung mittels des deutschen Energiemix rückgerechnet, während für die Wärmebereitstellung Erdgaskessel angenommen werden. Die

daraus resultierende Primärenergieeinsparung durch Betrieb der KWK-Anlage beläuft sich auf 21,3 %.

### 6.3.4 CO<sub>2</sub>-Einsparung bei Betrieb der KWK-Anlage

Anhand der bekannten, gegenüber Erdgas erhöhten Emissionen des Energiemix, der o.g. Ölrückgewinnung, Erdgaseinsparung bei den Trocknern und der Hallenbeheizung kann eine CO<sub>2</sub>-Einsparung für die Druckerei von 45,0 % erreicht werden, was einem Äquivalent von 17 090 t/a entspricht.

Unter Berücksichtigung des CO<sub>2</sub>-Emissionsgrenzwertes für PKW ab 2020 von 95 g/km [120] entspräche die Einsparung einem Äquivalent von 179,8 Mio km. Bei einer durchschnittlichen Fahrleistung von 15 000 km/a könnte folglich ein Äquivalent der Emissionen von rund 12 000 PKW durch Betrieb der KWK-Anlage eingespart werden.

## 6.4 Ökonomischer Nutzen

Eine wärmegeführte Lastpunktdefinition der KWK-Anlage wird als optimal für die Versorgung der Druckerei mit Dampf und elektrischer Energie angesehen. Als ökonomisch relevant für die nachgeschaltete Energievermarktung ist ein errechneter Break-Even-Point für den Strompreis zu erwähnen. Eine Optimierungsrechnung unter Berücksichtigung der laufenden Kosten, aktueller Preismodelle zu Erdgas und Wasser sowie veränderlicher Spotpreise und Förderquoten, welche basierend auf Ergebnissen des thermodynamischen Anlagenmodells stundengenaue Restkosten errechnen, zeigt, dass ein aktives Verhalten am Strommarkt zu einer deutlichen Restkostenreduktion gegenüber dem bisherigen reinen Bezugsmodell ohne Eigenstromversorgung beitragen kann. Bei der aktiven Vermarktung am Intraday-Markt sind zwei Richtwerte für Ausspeisung oder Fremdbezug zu beachten. Ab etwa 54,8 €/MWh ist die Leistungssteigerung der KWK-Anlage über den elektrischen Bedarf der Druckerei als sinnvoll zu erachten. Umgekehrt ist es, trotz Netzentgelten und Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG)-Umlage, unterhalb eines Tiefpreises von -44,3 €/MWh gewinnbringend die KWK in tiefere Teillast zu fahren [121]. Dadurch geht die Druckerei in Fremdbezug.

Es kann festgestellt werden, dass rechnerisch durch die Eigenstromversorgung mittels hocheffizienter KWK für 2017 eine Reduktion der Restkosten gegenüber getrennter Erzeugung von etwa 100 €/Bh (ca. 20 % Einsparung) erreichbar gewesen wären [61]. Die Wasserkosten belaufen sich bei maximaler Dampf injektion auf etwa 32,4 €/h, wobei auf den Basispreis für Trinkwasser von 2,9 €/m<sup>3</sup> [122] ein statischer, konservativer Offset von 2,5 €/m<sup>3</sup> addiert wird. Der resultierende Wasserpreis liegt folglich bei 5,4 €/m<sup>3</sup>, entsprechend dem in Abschnitt 5.5 diskutierten Wasserpreis im ZET der TU Dresden ohne Nutzung der Rückkondensation.

Bei Unterstellung eines elektrischen Wirkungsgrades von 30 % und einer Elektroenergiebereitstellung von 3 MWh, belaufen sich die genäherten Gaskosten ohne Steuerrückerstattung auf

232,9 €/h. Der berücksichtigte Gaspreis stellt mit 23,29 €/MWh den mittleren Preis der Druckerei für das Jahr 2017 dar. Die Kosten für die Injektion betragen folglich maximal 13 % des Gaspreises.

Bei Bilanzierung über Viertelstundenwerte und der Akzeptanz tiefer Teillastwerte in der Gasturbinenleistung (bis zu 50 % der Auslegungsleistung) ist ein erweitertes Regelungsband zu erschließen, welches insbesondere die in das Netz ausgespeisten Lastspitzen reduzieren und zur Netzstabilität beitragen kann. Dabei übernimmt die Gasturbine über den Leistungsregler die Kontrolle über die exakte, ausgespeiste Strommenge (vgl. Abb. 6.3 und 6.4) und parallel dazu mittels des PLUS-Reglers die Druckhaltung des Dampfnetzes. In der Versuchsanlage am ZET der TU Dresden wurde diese Fahrweise in der Betriebsperiode 16/17 und 17/18 bereits erfolgreich getestet und hinsichtlich ihrer hohen Regelungsgüte bestätigt. Die in Abschnitt 5.3 dargelegten Versuchsfahrten und deren Nachrechnung in OpenModelica entsprechen ebendieser Fahrweise.

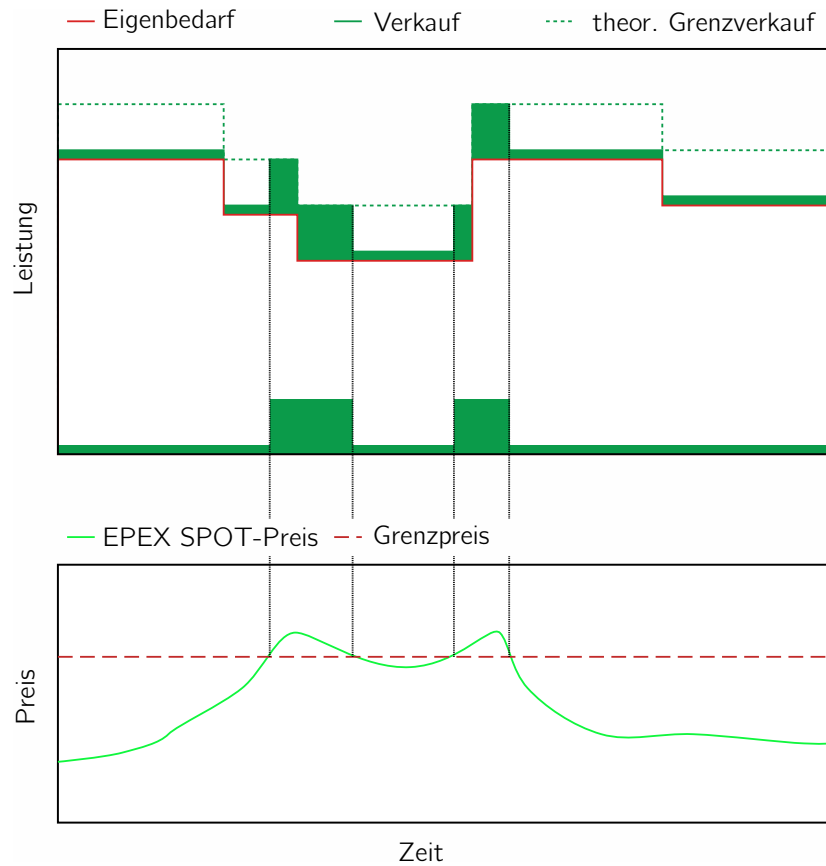
Hierbei wird der elektrische Eigenbedarf des Betriebes (28,9 GW h p.a. – im Mittel 3300 kW) zuzüglich eines Pufferwertes zur kurzzeitigen Spitzenlastabdeckung als Referenz zugrunde gelegt. Dieser Puffer wird erfahrungsbasiert mit 5 % des Eigenbedarfes (im Projekt 165 kW) festgelegt. Damit soll (kurzzeitiger) Strombezug von außen bei parallelen Anlaufen mehrerer Maschinen vermieden werden. Bei diesem Betriebspunkt ist eine hinreichende Versorgung der Druckerei mit Dampf zur Produktverarbeitung gewährleistet.

Der theoretische Grenzverkauf berechnet sich aus dem prognostizierten thermischen und elektrischen Spitzenbedarf der Abnehmer  $\dot{Q}_{th,max}$  &  $P_{el,max}$ , vgl. Gl. (6.1). Diese setzen sich anhand des bekannten Dampf- und Strombedarfes der Verbraucher  $i$  abzüglich geplanter Revisionen und Stillstände zusammen. Anhand dessen wird die prognostizierte Grundlast der KWK-Anlage  $LP_{KWK}$  errechnet. Das erfolgt entweder wärme- oder stromgeführt und ist folglich abhängig von der Stromkennzahl der Erzeugungsanlage. Anhand des Beispiels in Gl. (6.1) dient die Elektroenergiebereitstellung als Hauptrestriktion. Die Differenz aus prognostizierter Grundlast  $LP_{KWK}$  und Spitzenlast  $LP_{KWK,max}$ , welche eine Funktion der thermischen Grundlast ist, ist der theoretische Grenzverkauf  $V_G$ .

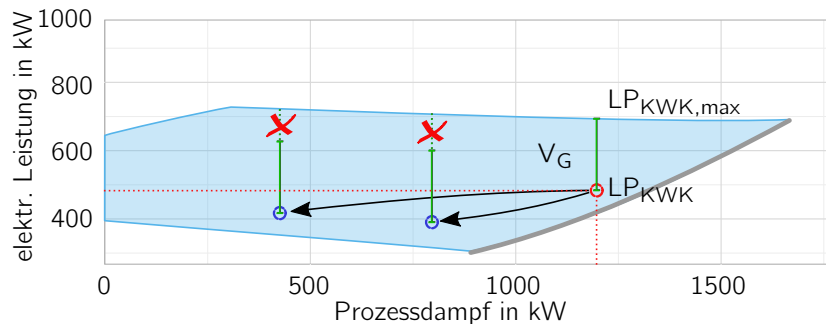
$$\begin{aligned}
 P_{el,max} &= \sum P_{el,i} \\
 \dot{Q}_{th,max} &= \sum \dot{Q}_{th,i} \\
 LP_{KWK} &= f(P_{el,max}, \dot{Q}_{th,max}) \\
 LP_{KWK,max} &= P_{KWK,max}(\dot{Q}_{th,max}) \\
 V_G &= LP_{KWK,max} - LP_{KWK}
 \end{aligned} \tag{6.1}$$

Basierend auf dem KWKG [110] werden Anlagen dieser Kategorie gefördert um die Investition attraktiver zu gestalten.

Neben dem direkten monetären Wettbewerbsvorteil ist durch die hocheffiziente, gekoppelte Energiebereitstellung ein Imagevorteil gegenüber konventionellem, getrennten Energiebezug möglich.



**Abbildung 6.3:** Exemplarischer, strompreisabhängiger Leistungsverlauf der KWK-Anlage



**Abbildung 6.4:** Wahl des Grundlastpunktes nach Bedarfsprognose des Fertigungsprozesses und Freiheitsgrade der Teillastfahrweise der KWK-Anlage in GiD

Insbesondere die dargelegte CO<sub>2</sub>-Einsparung kann hierfür herangezogen werden. Nichtsdestotrotz ist eine weiterführende Entwicklung hin zu regenerativer Energiebereitstellung unerlässlich.

## 6.5 Optimierungspotential

Für das Projekt EHROD kann gesagt werden, dass eine bedarfsgerechte Auslegung mit Fokus auf die Teillastzustände höchste Priorität für die Konzeptentwicklungsphase haben sollte. Es stellt sich erneut heraus, dass eine rein auf betriebswirtschaftlichen Parametern basierende Auswahl der Komponente möglich, jedoch strategisch im Betrieb nicht unbedingt zielführend und ressourcenschonend ist. Die ingenieurwissenschaftliche Durchdringung eines Verfahrens ist notwendig und ein Projekt nur in Kooperation von technischer Fachkompetenz, betriebswirtschaftlichen Kalkulationen und volkswirtschaftlichen Hintergrundwissen erfolgreich durchführbar.

Die Referenzanlage verfügt über deutliches Optimierungspotential hinsichtlich Automatisierung und Einsatzplanung. Die Eigenenergiebereitstellung ist für den Fertigungsprozess ein Zusatzaggregat, welches jedoch großes Potential für die Wirtschaftlichkeit eines Unternehmens darstellt. Dementsprechend ist hinreichender Aufwand in eine optimale Einsatzplanung zu investieren, um einen ökonomischen Mehrwert aus der Eigenenergiebereitstellung zu generieren.

## 6.6 Empfehlungen zu effizienten Fördermechanismen

Das EEG sah bis 2018 für Anlagen zur Eigenstromversorgung eine Reduktion der EEG-Umlage auf 40 % bis 60 % vor. Mittels dieses Hebels ist der Betrieb gasgefeuerter KWK-Anlagen, deren Hauptkostenanteil bei der hochpreisigen Erdgasanschaffung liegt, ökonomisch sinnvoll.

Bei Betrachtung der Kostenstruktur einer industriellen KWK-Anlage wird deutlich, dass im Gegensatz zu städtischen Heizkraftwerken vor allem die Hochtemperaturwärme benötigt wird. Die FW-Auskopplung am kalten Ende der Anlage spielt nur eine untergeordnete Rolle, da das Temperaturniveau kaum für Produktionsprozesse nutzbar ist. Dennoch bietet es sich an, die Abwärme auf möglichst tiefen Temperaturen zu nutzen, gerade im Bezug auf Sektorkopplung, um die Synergien aus Industrie und Quartiersebene nutzbar zu machen.

Durch die ab 01.01.2018 in Kraft getretene Forderung nach voller Entrichtung der EEG-Umlage für Eigenenergieerzeuger aus konventioneller KWK ohne Nutzung biogener Brennstoffe mit Inbetriebnahme ab 01.08.2014 ist die ökonomische Sinnhaftigkeit von Neuanlagen ernsthaft bedroht. Begründet wird dieser Schritt seitens der EU-Kommission mit einer möglichen Überförderung der Industrie [123]. Die EU-Kommission beruft sich in ihrer Mitteilung vom 19.12.2017 [124] mitunter auf die Stabilität der Übertragungsnetze, welche durch die Eigenstromversorgung gefährdet sei. Dieser Argumentation kann aufgrund der avisierten und auch durchgeführten Betriebsweise einer KWK-Anlage in industriellem Umfeld mitnichten zugestimmt werden. Die Lastsprünge an der Anschlussstelle eines produzierenden Gewerbes mit Eigenstromversorgung würden, bei konstanter Lastpunktdefinition der Energiebereitstellung und variablem Bedarf des Fertigungsprozesses, lediglich in ihrem Vorzeichen umgekehrt. Somit ist der bilanzielle Effekt auf das



Übertragungsnetz technisch derselbe. Zusätzlich verfügt die Anlage über die Möglichkeit, positive Ausgleichsleistung zur Verfügung zu stellen, was im reinen Bezugsmodell nicht möglich ist, ohne den Produktionsprozess zu unterbrechen.

Mit Hinblick auf die Leistungs- und Arbeitspreisstruktur für Elektroenergieausspeisung, respektive -bezug ist für ein Unternehmen mit Eigenenergiebereitstellung der Betriebsfall des Netzbezuges unlukrativ, da sehr hohe Arbeitspreise zu entrichten sind. Unternehmen, wie die dargestellte Druckerei verfügen über nicht gehobenes Potential in der Regelenenergiebereitstellung, da durch Netzentgelte und Umlagen der Fremdbezug i.d.R. unattraktiv ist. Insbesondere in Phasen hohen Angebotes erneuerbarer Energie und erzwungener Verschiebung von Elektroenergie ins europäische Ausland, könnten industrielle Unternehmen den Überschuss durch Netzbezug reduzieren.

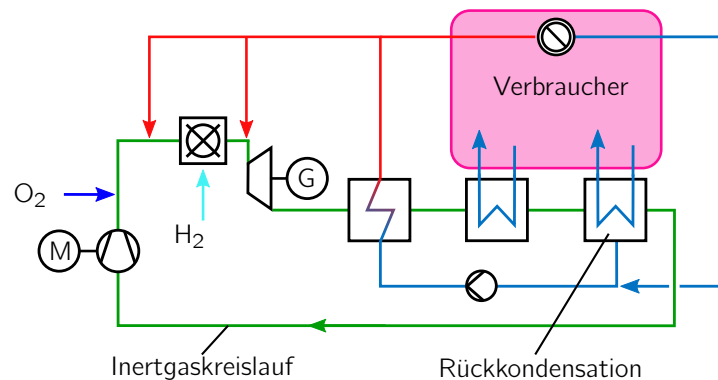
## 7 Überlegungen zur Weiterentwicklung des GiD-Prozesses

Für eine emissionsfreie Energiewirtschaft sind zunehmend flexible und effiziente, aber grundlastfähige Energiemaschinen gefragt. Die Wasserstofftechnologie durch Power-to-gas stellt ein großes Potential zur Speicherung erneuerbarer Energie dar. Zur Nutzung des Wasserstoffes bieten sich, neben der Brennstoffzellentechnologie, geschlossene Kreisprozesse an. Diese lassen durch ihre fehlenden Abgasemissionen einen verminderten Einfluss auf Umwelt und Klima vermuten.

Die Betrachtung des Joule-Prozesses als geschlossener Kreislauf ist lange bekannt. Insbesondere als Arbeitsmaschine für die Nukleartechnik wurden umfassende Untersuchungen durchgeführt [125]. Hierbei spielte die weltweit erste GTA im geschlossenen Kreislauf mit Helium als Arbeitsmedium in Oberhausen eine wichtige Rolle [126]. Lee [127] legt verschiedene Inertgase als potentielle Arbeitsmedien für geschlossene Kreisläufe dar. Der Fokus liegt insbesondere auf He-CO<sub>2</sub>, He und Luft. Für Wärmeübertrager werden keramische Werkstoffe vorgeschlagen, um mögliche chemische Prozesse in Verbindung mit CO<sub>2</sub> oder He auszuschließen. Xenon wird aufgrund der Kosten ausgeschlossen. In einem Oxy-Fuel-Prozess mit nachgeschalteter DT und CO<sub>2</sub> als Arbeitsmedium wird eine direkte Feuerung der Maschine vorgeschlagen [128]. Die Feuerung erfolgt mit Wasserstoff aus Kohle-Synthesegas. Reiner Sauerstoff wird als Oxidator in die Brennkammer injiziert.

Basierend auf dem Joule-Prozess wird eine GTA mit Inertgas als Arbeitsmedium betrachtet, vgl. Abb. 7.1. Verdichter und Gasturbine können mechanisch entkoppelt sein. Damit ist eine bedarfsgerechte Betriebspunktanpassung des Verdichters ohne Wirkungsgradeinbußen durch VSV-Versperrung möglich. Für die benötigte Wärmezufuhr wird, im Gegensatz zur üblichen Betrachtung geschlossener Joule-Kreisprozesse [129], eine direkte Feuerung mit reinem Wasserstoff genutzt. Der für die Verbrennung benötigte Sauerstoff wird stromaufwärts der Brennkammer injiziert. Die Wasserstoffinjektion erfolgt klassisch in die Brennkammer. Der Prozess wird mit Sauerstoffüberschuss gefahren um einen vollständigen Ausbrand des Wasserstoffes zu gewährleisten. Die im GiD-Prozess genutzte Dampfinjektion kann für die betrachtete Kreislaufführung ebenfalls genutzt werden. Hierfür ist eine erhöhte Wärmeübertragerleistung für die Rückkondensation notwendig. Die Injektion sollte an zwei Positionen der Maschine erfolgen können. Vor der Brennkammer, um elektrische Spitzenwirkungsgrade bei minimaler thermischer Leistungsbereitstellung zu erreichen und nach der Brennkammer, um elektrische Teillast parallel zur thermischen Mindestlast zu gewährleisten. Letztere wird benötigt, um ein mögliches Verlöschen der Flamme zu vermeiden.

Es werden verschiedene Gase durch stationäre Simulation thermodynamisch untersucht. Betrachtet werden Xenon, Argon, Neon, Helium und Kohlenstoffdioxid als Trägermedium. Als Referenz dient eine gleichwertige GTA im offenen Prozess mit Umgebungsluftansaugung. Insbesondere Xenon und Argon zeichnen sich durch sehr hohe, erreichbare elektrische Wirkungsgrade aus und werden im weiteren genauer untersucht.



**Abbildung 7.1:** Vereinfachtes Fließschema eines exemplarischen Joule-Kreisprozess basierend auf einem Inertgas mit Rückkondensation und Hoch- und Niedertemperaturverbrauchern

Die Randbedingungen für die Turbinenberechnung sind in Tab. 7.1 zusammengefasst. Die Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine sind entsprechend Maschinen höherer Leistung gesetzt. Insbesondere für Maschinen kleiner Leistungsklasse kann das resultierende Kennfeld deutlich abweichen. Dies ist durch reduzierte isentrope Wirkungsgrade aufgrund überproportionaler Spaltverluste begründet. Es findet eine Parametervariation der Turbineneintrittstemperatur  $T_{TI}$  bei unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis  $\pi$  statt.

**Tabelle 7.1:** Randbedingungen zur Parametervariation des Joule-Inertgaskreislaufes

	Einheit	Wert
$\eta_{s,V}$	–	0,85
$\eta_{s,T}$	–	0,9
$P_{el}$	kW	1000
$T_{V,in}$	°C	30
$T_{TI}$	°C	1000..1400
$\pi_V$	–	10..40
$x_{O_2,TI}$	Ma–%	28,6

Die Wärmeabfuhr aus dem Abgas der Turbine kann über einen klassischen AHK erfolgen. Die Heißgasseite sollte im geringen Überdruck gefahren werden, um Luftleinbrüche aus der Umgebung zu unterbinden. Niedertemperaturwärmeauskopplung für FW-Anwendungen ist denkbar und aufgrund des Potentials zur Erhöhung des Brennstoffausnutzungsgrades empfehlenswert. Eine Rückkondensationseinrichtung ist notwendig um das durch die Verbrennung ent-

standene Wasser aus dem Kreislauf abzuführen. Eine möglichst niedrige Temperatur in der Ansaugung der GTA ist aufgrund des damit verbundenen Verdichtungsaufwandes erstrebenswert.

Wie in Abb. 7.2 erkennbar ist, erreicht ein Kreisprozess auf Basis von Xenon vergleichbare Wirkungsgrade, wie eine entsprechende GTA im offenen Prozess mit Luft als Arbeitsmedium (vgl. Abb. A.18 im Anhang A.3). Letzterer spiegelt die von Lechner [41] dargelegten Ergebnisse gut wieder und dient damit als Plausibilitätsnachweis der vollzogenen Parametervariation. Der Argon-Kreisprozess erreicht ebenso hohe elektrische Wirkungsgrade. Für beide Inertgas-kreisläufe sind temperaturabhängige Maxima erkennbar. Mit steigendem Verdichtungsverhältnis steigt auch die energetisch sinnvolle  $T_{T1}$ . Dies ist auch an den sinkenden Abständen der Isobaren mit steigendem Verdichtungsverhältnis in der Darstellung der Abgastemperatur entsprechend Abb. 7.3 nachvollziehbar. Deutlich wird die Ausbildung druckabhängiger Wirkungsgradmaxima für den betrachteten Fall mit Argon als Arbeitsmedium, vgl. Abb. A.20 im Anhang A.3.

Am Beispiel der Spitzenauslegung bei  $T_{T1}$  von 1400 °C und  $\pi$  von 20 resultieren charakteristische Größen der Turbine entsprechend Tab. 7.2. Die Volumenströme des Xenon- und des offenen Luft-Prozesses sind vergleichbar und auch das Verhältnis von Verdichter- und Turbinenarbeit liegt auf gleichen Niveau.

Durch Dampfinjektion der Quantität von 15 % des Verdichtermassestromes wird eine deutliche Erhöhung der spezifischen Arbeit bei konstanter Leistungsausbeute erreicht. Dies ist in der überproportional steigenden elektrischen Leistungsausbeute durch verminderte Verdichterleistung möglich. Letztere sinkt mit steigender Injektion, da die Drehzahl des Verdichters abgesenkt wird.

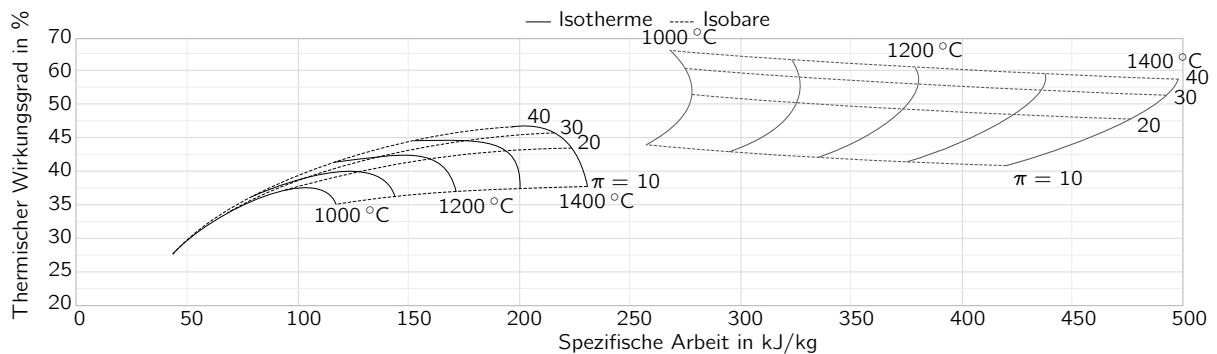
Die Schallgeschwindigkeit des Arbeitsmediums am Turbineneintritt muss in die Auslegung der Turbomaschine berücksichtigt werden. Für eine Mischung aus 72 Ma-% Xenon und 28 Ma-% Sauerstoff wird bei dem betrachteten Fall eine Schallgeschwindigkeit von 516,9 m/s erreicht. Für Argon derselben Konzentration liegt diese bei 763,7 m/s. Bei konventioneller Verbrennungsluft liegt die Schallgeschwindigkeit bei 790,1 m/s für denselben Fall.

Es zeigt sich ein linearer Zusammenhang des thermischen Wirkungsgrades und der Sauerstoffsättigung im Verdichtereintritt. Mit steigendem Sauerstoffanteil findet eine Erhöhung des Wirkungsgrades und der spezifischen Arbeit statt. Bei einer Variationsbreite von 20 bis 45 Ma-% folgt eine Steigerung ersteres um rund 1 %-Punkt, während letztere von 150 auf 300 kJ/kg ansteigt.

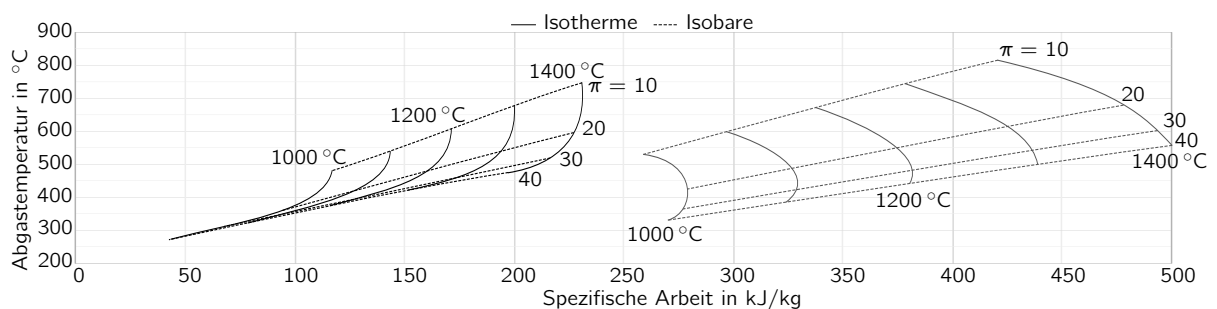
Da Argon ein allseits genutztes Edelgas ist (Schutzgasschweißen), ist es relativ preiswert und in großer Menge verfügbar. Xenon hingegen wird zwar industriell gewonnen und findet in Medizin und in Form von Xenon-Gasentladungslampen Verwendung, ist jedoch sehr teuer.

**Tabelle 7.2:** Vergleichendes Beispiel einer Inertgasturbine mit Xenon und Argon als Arbeitsmedium mit einer offenen, konventionellen GTA bei einer elektrischen Leistung von 1000 kW

	Einheit	Xenon	Argon	Luft
$\dot{m}_V$	kg/s	4,465	3,678	2,200
$\dot{V}_V$	m <sup>3</sup> /s	1,692	2,525	1,914
$\dot{V}_T$	m <sup>3</sup> /s	0,359	0,512	0,368
$P_{m,V}$	kW	1170	1917	1300
$\eta_{el}$	–	0,463	0,452	0,419



**Abbildung 7.2:** Wirkungsgradkennfeld eines exemplarischen Kreisprozesses basierend auf einem Inertgas (im vorliegenden Fall 70 Ma-% Xenon) mit Rückkondensation; schwarz: Dry-Betrieb, grau: Dampf-injektion



**Abbildung 7.3:** Kennfeld der Abgastemperatur eines exemplarischen Kreisprozesses basierend auf einem Inertgas (im vorliegenden Fall 70 Ma-% Xenon) mit Rückkondensation; schwarz: Dry-Betrieb, grau: Dampf-injektion

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Zunehmendes Umweltbewusstsein und die Erkenntnis zur Endlichkeit fossiler Energiequellen forcieren einen Strukturwandel in der Energiebereitstellung. Der Ausstieg aus der Nukleartechnik und der folgende Kohleausstieg der BRD ist richtungsweisend für die weitere Entwicklung der Versorgungsstruktur. Als Interimslösung kann die thermische Kraftwerkssparte basierend auf gasgefeuerten Aggregaten systemrelevant oder zumindest -dienlich sein. Diese Anlagen bieten emissionsarmen und flexiblen Strom und Wärme. In entsprechender Weiterentwicklung ist eine fortdauernde Nutzung von hocheffizienten GuD und GiD-Anlagen denkbar und sinnvoll. Hierfür ist Entwicklungsarbeit in die Verwendung variabler Brennstoffgemische zu investieren. Insbesondere die Wasserstoffverbrennung wird vermutlich in Zukunft eine große Rolle spielen.

In der vorliegenden Arbeit wird die Nutzung des GiD-Prozesses in hocheffizienter KWK gezeigt. Im industriellen Umfeld und dessen hoch volatilen Bedarf an thermischer Energie und Strom kann die Flexibilität dieses Anlagentyps experimentell und mittels Simulation nachgewiesen werden. Durch Versuchsfahren an dem Versuchskraftwerk am ZET der TU Dresden können Randbedingungen aus dem industriellen Sektor simuliert und deren Effekt auf die Maschinentechnik quantifiziert werden.

Durch flexible Dampfinkjektion in den Heißgaspfad stromabwärts der Brennkammer kann die elektrische Last von der thermischen Energieauskopplung des GiD-Prozesses in Grenzen entkoppelt werden. Im Gegensatz zum Cheng-Cycle, welcher insbesondere durch Dampfinkjektion stromaufwärts der Brennkammer agiert, findet keine direkte Beeinflussung des Verbrennungsvorganges statt. Dadurch unterscheiden sich diese beiden Varianten des halboffenen KWK-Prozesses in ihrer möglichen Lastpunktwahl. Der Cheng-Cycle liefert elektrische Spitzenlast bei thermischer Mindestlast, während der GiD-Prozess gleichzeitig tiefe Teillast beider Produkte gewährleistet. Der elektrische Wirkungsgrad beider Prozesse ist vergleichbar, wobei der Cheng-Cycle höhere Werte der elektrischen Spitzenlast erreicht. Der Brennstoffausnutzungsgrad der Prozesse unterscheidet sich kaum merklich.

Der Betrieb einer GiD-Anlage benötigt keine Änderungen am Rotor und Abtrieb der GTA, da sich das zu übertragene Moment nicht von der einfachen GTA unterscheidet. Hinsichtlich der Strömungsgeschwindigkeiten in der Turbine kann gesagt werden, dass durch die Dampfinkjektion (bis 10 % des Verdichtermassestromes) keine merkliche Änderung in der lokalen Mach-Zahl der einzelnen Stufen auftritt. Folglich liegt die Meridiangeschwindigkeit der Schaufeln - unabhängig der Injektion - im Bereich der Auslegung. Problematische Fehlanströmungen durch Dampfinkjektion können nicht ermittelt werden. Dies wird anhand einer transienten Mittelschnittrechnung (MSR)

in der quelloffenen Softwareumgebung OpenModelica simuliert und die thermischen und mechanischen Belastungen der Turbinenstufen ausgewiesen.

Mittels einer FEM-Analyse wird die aus der MSR resultierende Beanspruchung der ersten Schaufelreihe ermittelt. Hierbei treten, wie bei den dünnen, ungekühlten Schaufeln der Versuchsgasturbine zu erwarten ist, vernachlässigbare thermische Spannungen bei Lastwechseln auf. Es stellt sich heraus, dass im GiD-Prozess ein Lastwechsel durch Änderung der Feuerungswärmeleistung deutlich höhere thermische, wie mechanische Beanspruchungen auf die Beschaukelung ausübt, als eine Variation der Dampfinjektion. Dieser Lastwechsel entspricht dem einer baugleichen GT ohne Dampfinjektion.

Degradation und Ablagerungen durch gelöste Stoffe im injizierten Wasser konnten nach 12 000 EOH in der Versuchsanlage am ZET der TU Dresden nicht festgestellt werden. Dies ist auf die hohen Anforderungen an die Dampfqualität und den geringen Anteil des Dampfes im Gasmassestrom über die Turbine zurückzuführen. Anhand Analysen des Rückkondensates wird verdeutlicht, dass das Wasser trotz der Nutzung als Injektionsdampf weitaus höhere Anforderungen in der Reinheit erfüllt, als das übliches Trinkwasser. Es findet lediglich eine Nitrat- und Nitritanreicherung durch den Kontakt mit dem stickoxidbeladenen Heißgas statt. Mittels Umkehrosmose sind diese Verunreinigungen jedoch entfernbar und das Rückkondensat wieder als Speisewasser anwendbar.

Hinsichtlich der Emissionen der GTA stellt sich heraus, dass eine Anlage im GiD-Prozess vergleichbare Emissionen aufweist, wie ein offener Gasturbinenprozess. Im Gegensatz zum Cheng-Cycle, welcher primär auf Injektion vor und in die Brennkammer einer GTA basiert, kann eine GiD-Anlage bei maximaler Dampfinjektion in tiefe elektrische Teillast fahren, ohne die CO-Grenzwerte zu überschreiten.

Der GiD-Prozess stellt sich als mögliche Alternative zum deutlich komplexeren und seitens der Investition aufwendigeren GuD-Prozess heraus. Insbesondere in industrieller KWK mit Fokus auf kostengünstige Versorgung und geringem Betriebs- und Wartungsaufwand bietet sich ersterer durch Einsparung der DT an. Auch hinsichtlich des elektrischen Wirkungsgrads und des Brennstoffausnutzungsgrads erreichen GuD und GiD-Prozess nahezu identische Werte. Durch Betrieb einer Rückkondensationseinrichtung können der Wasserverbrauch und die -aufbereitungskosten massiv reduziert werden. Es kann gezeigt werden, dass die Mehrkosten in eine DT - ohne Berücksichtigung der Instandhaltung derer - die anfallenden Wasserkosten über mehrere Jahre übersteigen. Dennoch ist die Anwendung eines halboffenen Prozesses alleine aus Ressourcen-gründen mit Rückkondensation vorzusehen und auch nur Regionen mit einem Überangebot an Frischwasser sinnvoll.

Die Rückkondensationsquote in der Versuchsanlage am ZET der TU Dresden liegt erfahrungsgemäß bei etwa 64 %. Dies ist einerseits auf ein zu klein dimensioniertes Rückkondensationsregister zurückzuführen. Andererseits liegt ein Verlustmassestrom über den Kesselbypass der Anlage vor, sodass etwa 13 % des Abgases ungenutzt in den Kamin geleitet werden. Theoretisch ist eine vollständige Rückkondensation des injizierten Dampfes möglich. Eine transiente Darstellung der Rückkondensation in Abhängigkeit von der in die GTA injizierten Dampfmenge stellt

sich als unpraktikabel heraus, da die Lastwechsel mit schwer quantifizierbarem Zeitverzug im Rückkondensatmassenstrom erkennbar werden. Eine zeitgemittelte Betrachtung erweist sich als hinreichend genau.

Zur erweiterten Bilanzierung der Versuchsanlage wird ein iterativer Kalkulationsansatz vorgestellt, welcher die Dichtebestimmung im Abgas bei variabler Rückkondensationsquote und unbekanntem Verlustmassenstrom über den Kesselbypass der Versuchsanlage ermöglicht. Im Gegensatz zu bisherigen Bilanzierungsversuchen, welche bis zu  $\pm 10\%$  Unsicherheit aufwiesen, erreicht dieser Ansatz eine rechnerisch sehr hohe Genauigkeit von  $\pm 0,85\%$ . Hierfür musste die Temperatursmesstechnik im Kessel um zwei Messstellen erweitert werden.

Hinsichtlich der Regelung des Prozesses kann gezeigt werden, dass ein kurzgeschlossener Regelkreis zur automatisierten Druckhaltung des Dampfsystems eine praktikable und hochgradig flexible Methode darstellt volatile Verbrauchsstrukturen bei stets höchstmöglichem Brennstoffausnutzungsgrad und nahezu freier Lastpunktwahl der GTA abzufangen. Hierbei findet die Dampfinjektion in den Heißgaspfad der GT in Abhängigkeit der Auslastung des Dampfsystems statt. Die sogenannte PLUS-Regelung ist seit nunmehr zwei Jahren als Betriebsart im ZET implementiert und erweist sich als stabile Regelungsmethode.

Neben den Untersuchungen an der Versuchsanlage findet eine Betrachtung des Drehzahlverhaltens einer realen mehrwelligen STIG-Cycle-Anlage aus dem industriellen Umfeld statt. Hierbei wird ein Lastabwurf simuliert und das Ausdrehverhalten der Rotoren quantifiziert. Bei Analyse des Drehzahlverhaltens der Power-Turbinen-Rotors wird erkennbar, dass ein abrupter Lastabwurf zur Zerstörung des Power-Rotors führen würde. Dies ist unabhängig davon, ob die Maschine mit Dampfinjektion gefahren wird. Für die Auslegung der Schnellschlussventile der Dampfinjektion kann gefordert werden, lineare Schließzeiten unter 800 ms und keine Totzeit aufzuweisen. Dies gilt nur für Mehrwellenanlagen mit freier Power-Turbine.



## A Anhang

### A.1 Quellcode

```
model WaterInjectFlue
  extends ThermoPower;
  redeclare package Gas = ThermoPower.Media.FlueGas "O2, Ar, H2O, CO2, N2",
  redeclare package Water = Modelica.Media.Water.StandardWater "H2O");
equation
  "Gas mass balance";
  der(M) = ina.m_flow + inf.m_flow + out.m_flow;
  "Gas energy balance";
  der(E) = ina.m_flow*hia + inf.m_flow*(hif-dhs) + out.m_flow*ho;
  if Cm > 0 and gamma > 0 then
    "Metal wall energy balance";
    Cm*der(Tm) = gamma*S*(fluegas.T - Tm);
  else
    Tm = fluegas.T;
  end if;
  "Gas composition after injection";
  "O2";
  der(MX[1]) = ina.m_flow*ina_X[1] + out.m_flow*fluegas.X[1];
  "Ar";
  der(MX[2]) = ina.m_flow*ina_X[2] + out.m_flow*fluegas.X[2];
  "H2O";
  der(MX[3]) = ina.m_flow*ina_X[3] + inf.m_flow + out.m_flow*fluegas.X[3];
  "CO2";
  der(MX[4]) = ina.m_flow*ina_X[4] + out.m_flow*fluegas.X[4];
  "N2";
  der(MX[5]) = ina.m_flow*ina_X[5] + out.m_flow*fluegas.X[5];
end WaterInjectFlue;
```

**Listing A.1:** Exemplarischer Quellcodeausschnitt aus der Dampf-injektion in das gasförmige Medium

```
model Alphacalc
  package FlueGas = ThermoPower.Media.FlueGas;
  FlueGas.ThermodynamicState state0;
equation
  X_flue = X_in;
  state0 = FlueGas.setState_pTX(p0, T0, X_flue);
  v0 = FlueGas.dynamicViscosity(state0);
  delta2 = 0.21 * R * sqrt(v0 / (U0 * R)) "Traupel Bd1-03 3.12(8)";
  D[1:Nx] = fill(1);
  delta[1:Nx] = delta2 * D[1:Nx];
  F[1:Nx] = delta^2 / v0 * (U1 - U0)/s;
  TraupelInput.u = 0.114634;
end Alphacalc;
```

**Listing A.2:** Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten nach Traupel

```
mDotFlue <- 4.1
devmDotFlueMD <- 1
while (abs(devmDotFlueMD) > 0.001){
  OmegapreKondMD <- (OmegaexKondMD * mDotFlue + FlueCondMassMD) / (
    mDotFlue + FlueCondMassMD)
  hpreKondcalcMD <- HAPropsSI('H','P',(pStatChimMD * 100000),'T',
    TpreKondMD + 273.15, 'Omega', OmegapreKondMD) / 1000
  mdotflue2 <- QKondMD / (hpreKondcalcMD - hexKondMD)
  devmDotFlueMD <- ((mdotflue2 - mDotFlue)/(mDotFlue))
  mDotFlue <- mDotFlue * (1 + 0.5 * devmDotFlueMD)
}

mDotBypMD <- 0.3
devTempChimMD <- 1
while (abs(devTempChimMD) > 0.001){
  hChimMD <- (hexBypMD * mDotBypMD + hexKondMD * (mDotFlue -
    FlueCondMassMD)) / (mDotBypMD + (mDotFlue - FlueCondMassMD))
  OmegaChimMD <- (OmegapreKondMD * mDotBypMD + OmegaexKondMD * (mDotFlue -
    FlueCondMassMD)) / (mDotBypMD + (mDotFlue - FlueCondMassMD))
  TempChimcalcMD <- HAPropsSI('T','P', pStatChimMD * 100000, 'H', hChimMD *
    1000, 'Omega', OmegaChimMD) - 273.15
  devTempChimMD <- ((TempChimMD - TempChimcalcMD)/(TempChimMD + 273.15))
  mDotBypMD <- mDotBypMD * (1 + 0.5 * devTempChimMD)
  if (mDotBypMD > 1.2) break
}
```

**Listing A.3:** Iterative

Ermittlung des Rauchgasmassestromes in Abhängigkeit der Kondensatorleistung und der Abgastemperatur vor Kamin

## A.2 Tabellen

**Tabelle A.1:** Ermittelte Masse und Rotationsträgheit der Rotorbaugruppen

Bauteil	Masse m kg	Rotationsträgheit J kg m <sup>2</sup>	Werkstoff
HP-C	740,9	38,37	AISI 4130 Stahl
HP-T	372,9	29,19	Alloy 625 W.Nr. 2.4856
LP-C	1461,5	270,77	AISI 4130 Stahl
LP-T	660,6	11,60	Alloy 625 W.Nr. 2.4856
P-T	2204,3	490,58	Alloy 625 W.Nr. 2.4856
Kupplung	366,9	11,3	Kupfer
Induktor	14 900,0	699,39	

**Tabelle A.2:** Werkstoffe und ermittelte Massen der Rotorkomponente der M1A-GPB06

Komponente	Werkstoff	Masse kg	Trägheitsmoment kg m <sup>2</sup>	Quelle
Welle	17-22AS	7,3	0,002	[130]
VLa1	17-4PH	17,2	0,104	[130]
VLa2	FV535	13,2	0,072	[131]
TLa1	IN792K	1,5	0,013	[132]
TLa2	IN792K	1,9	0,020	[132]
TLa3	IN713C	2,4	0,029	[132]
Radscheibe TLa1	WASPALLOY	4,8	0,015	[132]
Radscheibe TLa2+3	IN718	10,5	0,033	[132]
Übergangsrohr	FV535	6,0	0,017	[131]
Summe	–	64,8	0,305	
Generator	–	2300	17,0	[133]

**Tabelle A.3:** Erkenntnisse nach [56] zu Geometrie und Strömungswirkungsgrad der Turbine und des Diffusors; ' -Eintritt " -Austritt

<b>Turbine</b>							
Bezeichnung	Einheit	LE1	LA1	LE2	LA2	LE3	LA3
$D_m'$	m	0,2095	0,20895	0,20895	0,22135	0,2222	0,2341
$D_m''$	m	0,20845	0,20895	0,22135	0,22135	0,2334	0,2341
$l'$	m	0,0235	0,01945	0,01945	0,03565	0,0367	0,0521
$l''$	m	0,01925	0,01945	0,03565	0,03565	0,0494	0,0521
$\alpha_0$	°	26	-	-	-	-	-
$\alpha_1$	°	24	-	22	-	30	-
$\beta_2$	°	26	-	25	-	35	-
$l_p$	m	0,041	0,0282	0,032	0,0251	0,0325	0,0253
$t$	m	0,0199	0,0164	0,0193	0,0173	0,0152	0,0175
$u_1$	m/s	-	344,629	-	365,081	-	386,110
$u_2$	m/s	-	344,629	-	365,081	-	386,110
$A_0$	m <sup>2</sup>	0,00678	-	-	-	-	-
$A_1$	m <sup>2</sup>	0,00512	-	0,00928	-	0,01811	-
$A_2$	m <sup>2</sup>	-	-	-	-	-	0,02197
$\eta$	-	0,835	0,852	0,813	0,88	0,867	0,913
<b>Diffusor</b>							
		'	"				
$D_i$	m	0,17	0,17				
$D_a$	m	0,267	0,381				
$A$	m <sup>2</sup>	0,06658	0,18262				

**Tabelle A.4:** Aus der MSR ermittelte Reaktionsgrade der Stufen der GPB06

Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3
0,53	0,47	0,48

**Tabelle A.5:** Randbedingungen für den Investmentvergleich, basierend auf Daten aus der Versuchsanlage am ZET der TU Dresden

Einheit	$T_{g,i}$ °C	$p_i$ bar	$T_{f,max}$ °C	$dT_{max}$ K	$dT_{min}$ K	$\dot{Q}_{rel}$ %
DE	500	23	300	20	250	52
ECO	250	23	220	30	90	13
FW	195	16	120	40	75	25
RG-Kond	85	1	25	20	60	10

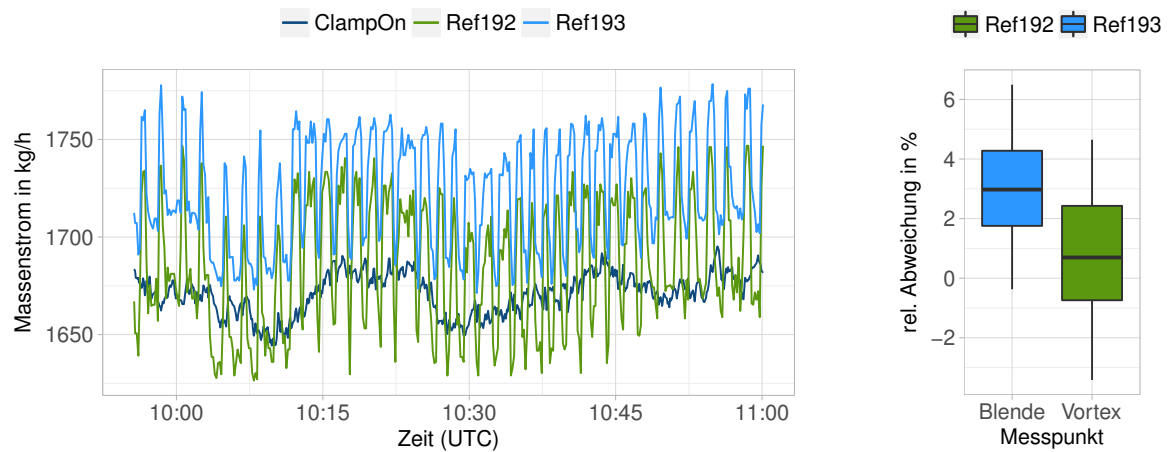
**Tabelle A.6:** Reibungskoeffizienten der Wellen in Abhängigkeit der Wellendrehfrequenz

Welle	$[N_i, \tau_i]$ [Hz, N m]
HP	[0, 0; 100, 520; 175, 3000]
LP	[0, 0; 20, 350; 63, 5000]
P	[0, 0; 36, 218; 50, 600]

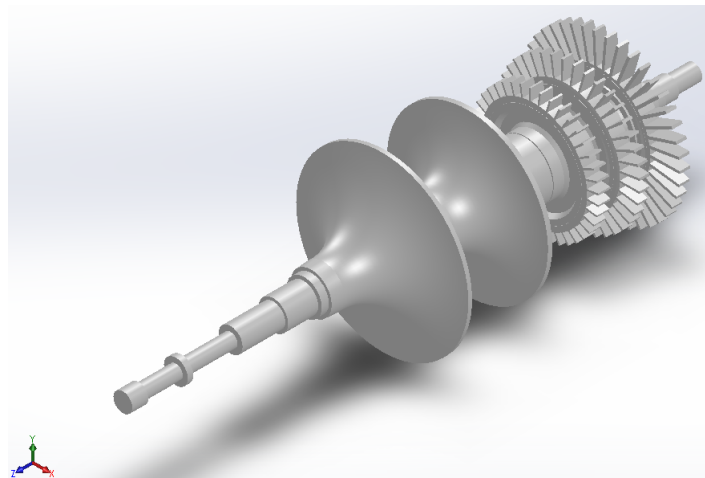
**Tabelle A.7:** Parametrierung der Rampenfunktionen

	Einheit	Dampf	Gas	Generator
Start	[s]	4	4	4
Laufzeit	[s]	5	5	4,86
Offset	[kJ]	5200	49 019	53 630

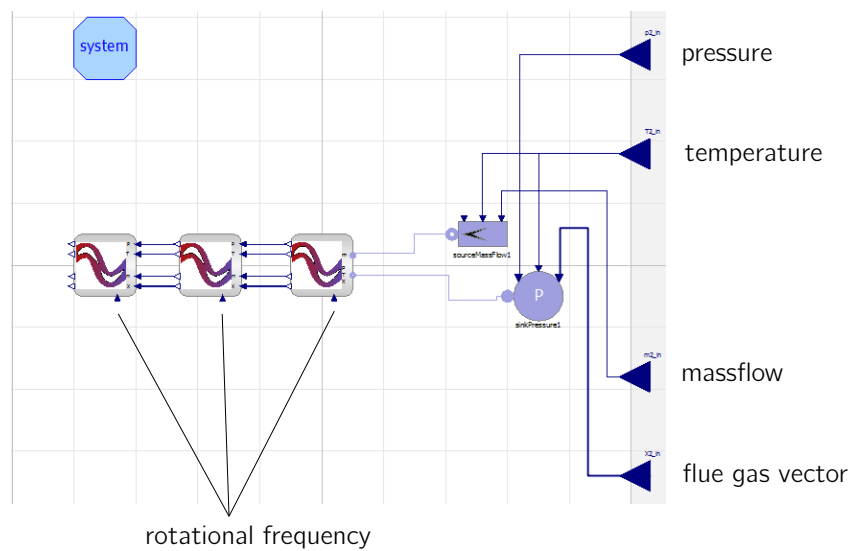
## A.3 Abbildungen



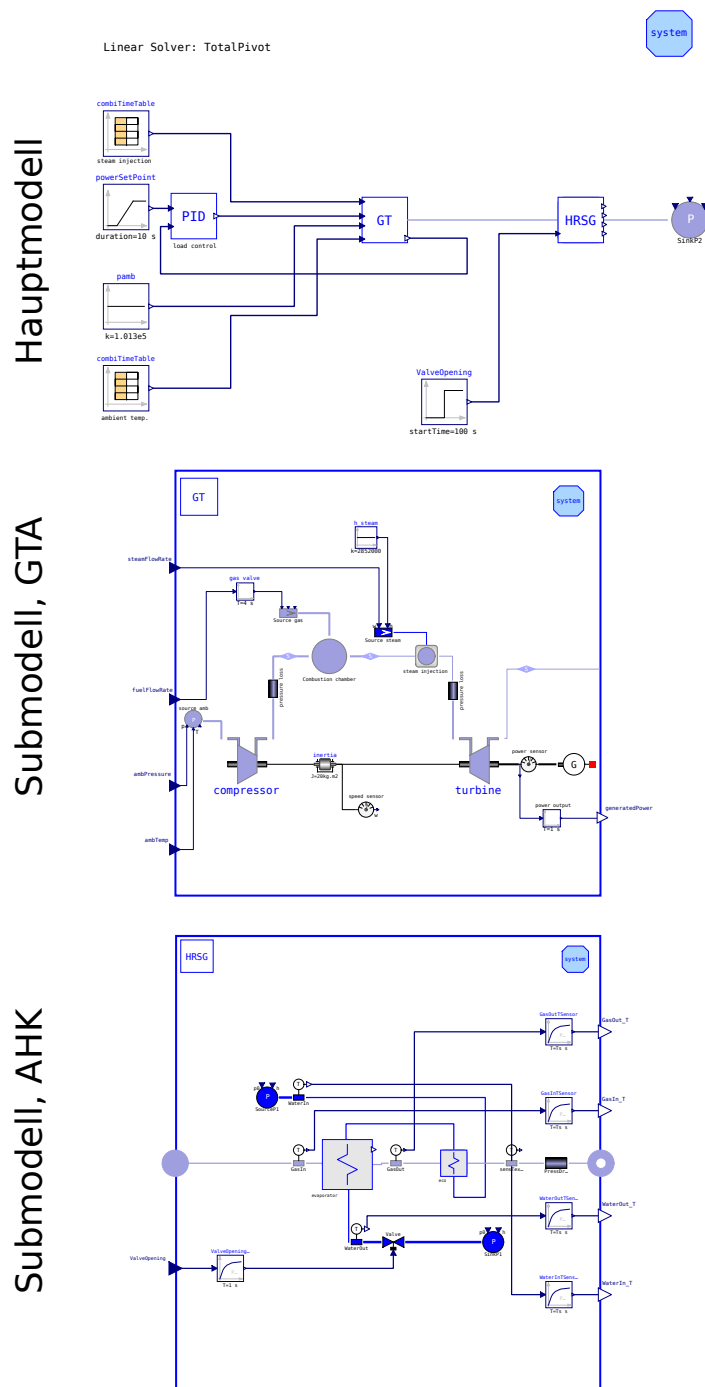
**Abbildung A.1:** Messreihe am 09.03.2018 zur Verifikation des Clamp-On-Gerätes bei 23,3 bar Sattedampf



**Abbildung A.2:** Dreidimensionales Rotormodell zur Ermittlung der Rotationsträgheit

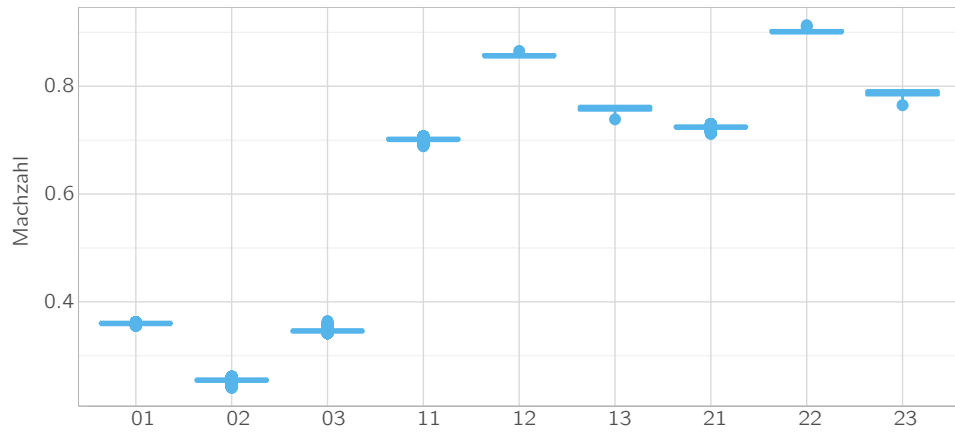


**Abbildung A.3:** Modelica Fließbild der Baugruppe der GBP06PLUS

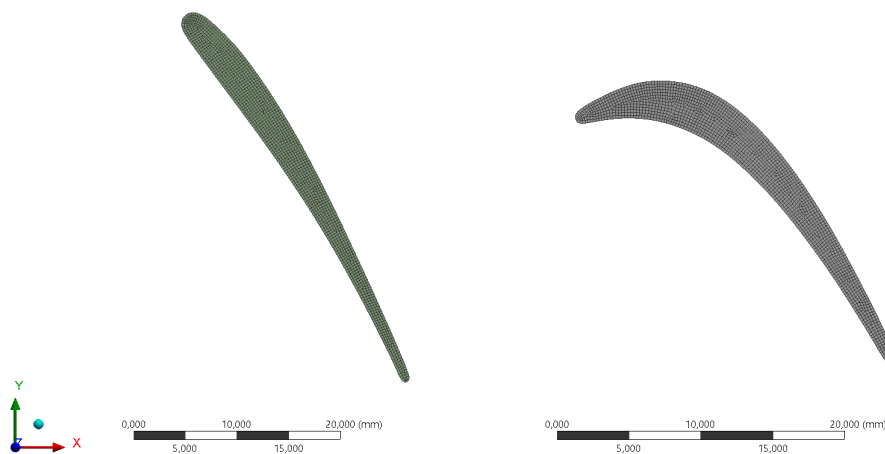


**Abbildung A.4:** Modelica Modell der GTA und des Kessels der Versuchsanlage im ZET der TU Dresden zur Bilanzierung von Versuchsfahrten mit kurzgeschlossenem Leistungsregelkreis und offener Injektionsregelung mittels *timetable* für die PLUS-Regelung

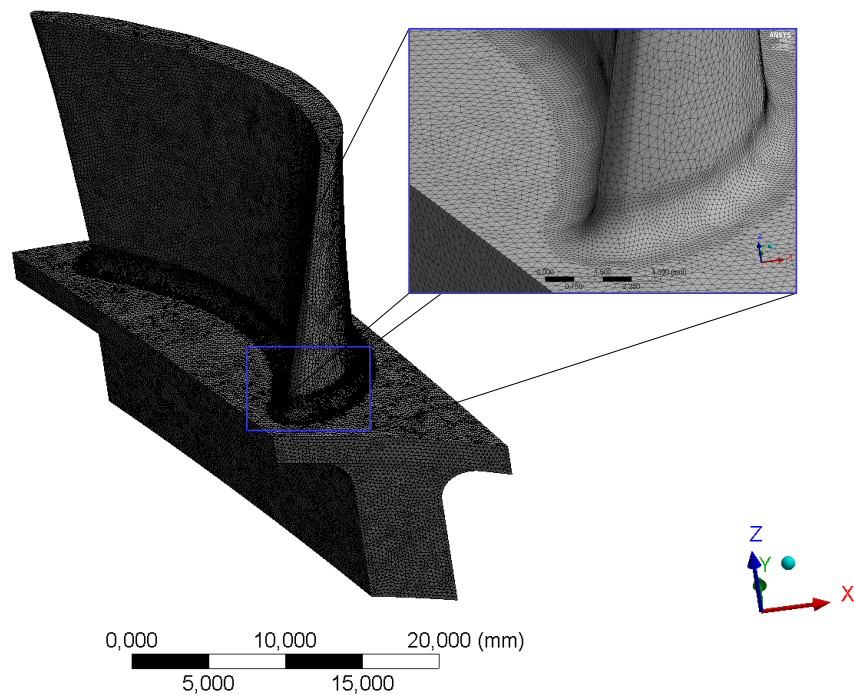




**Abbildung A.5:** Resultierende Machzahlen der MSR einer exemplarischen Versuchsfahrt



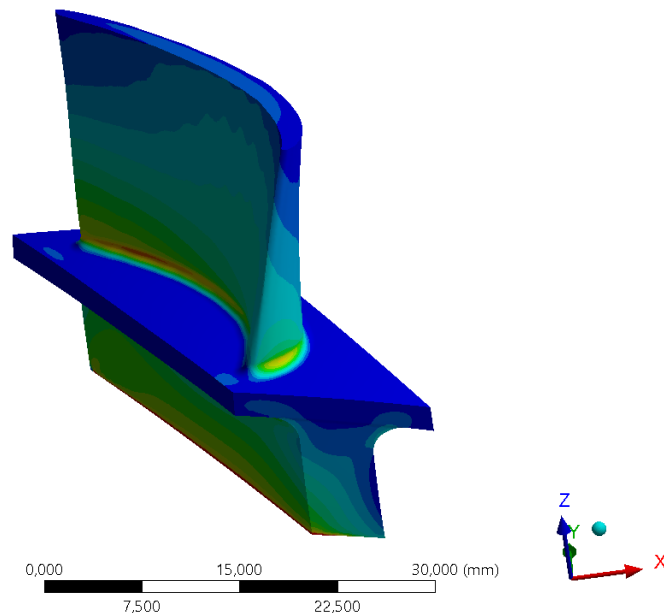
**Abbildung A.6:** Vernetzte Modelle von erster Leit- und Laufschaufel der GBP06 im Mittelschnitt



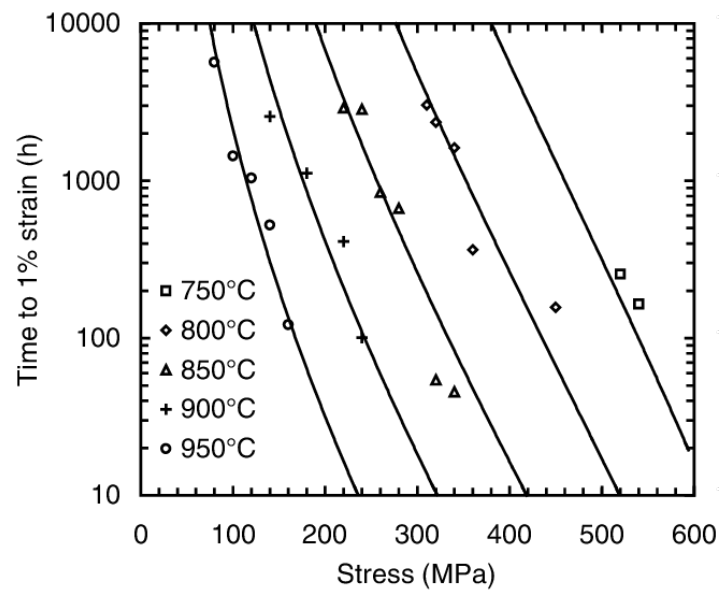
**Abbildung A.7:** Vernetztes Modell von erster Laufschaufel der GBP06 mit vergrößerter Darstellung des Schauffelfußes und des dortigen, lokal verfeinerten Netzes

C: 650kW  
 Maximale Hauptspannung  
 Typ: Maximale Hauptspannung  
 Einheit: MPa  
 Zeit: 1  
 04.02.2019 15:43

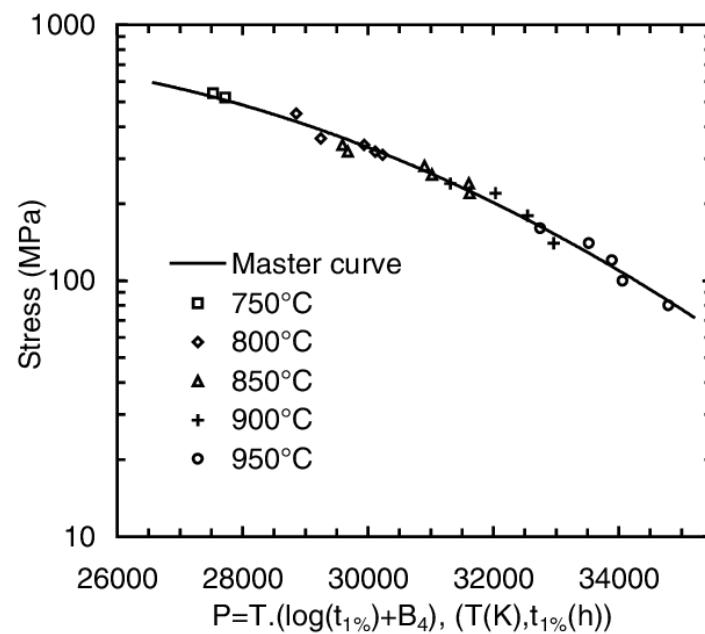
1306,3 Max  
 600  
 551,67  
 503,33  
 455  
 406,67  
 358,33  
 310  
 261,67  
 213,33  
 165  
 116,67  
 68,333  
 20  
 -10,441 Min



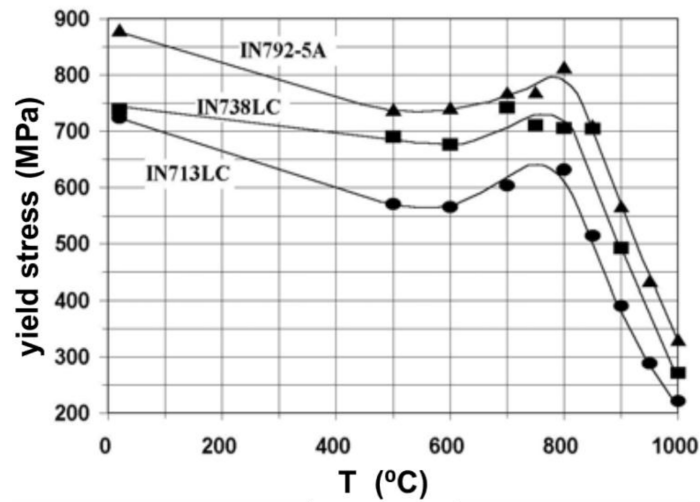
**Abbildung A.8:** Spannungsverteilung im Fuß der ersten Laufschaufel der GBP06 bei Leistungsanforderung von 650 kW



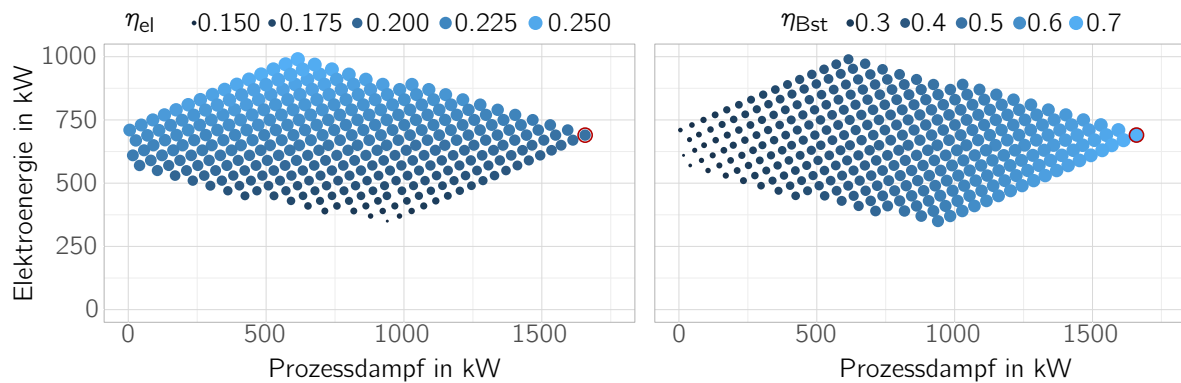
**Abbildung A.9:** Zeit- und spannungsabhängiges Kriechen bis 1 % Dehnung für IN792 5A bei verschiedenen Temperaturen [134]



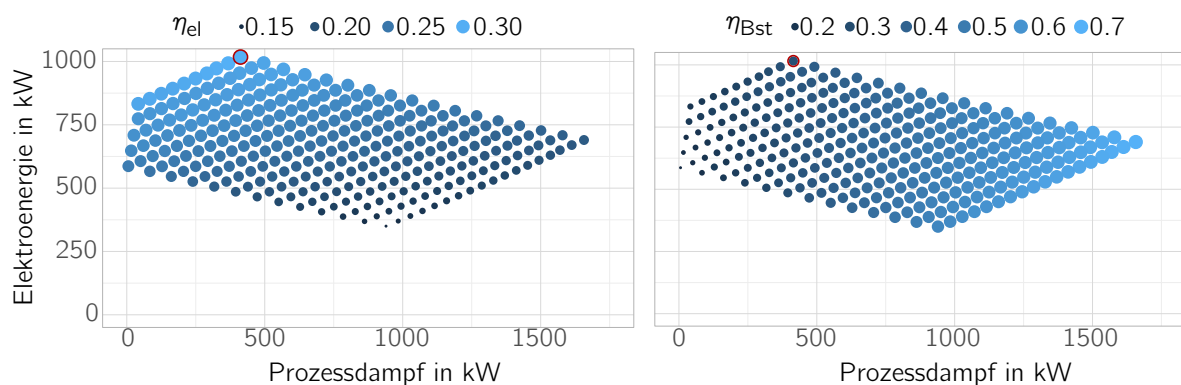
**Abbildung A.10:** Larson-Miller-Diagramm für 1 % Dehnung bei IN792 5A [134]



**Abbildung A.11:** Streckgrenze von IN792 5A [135]

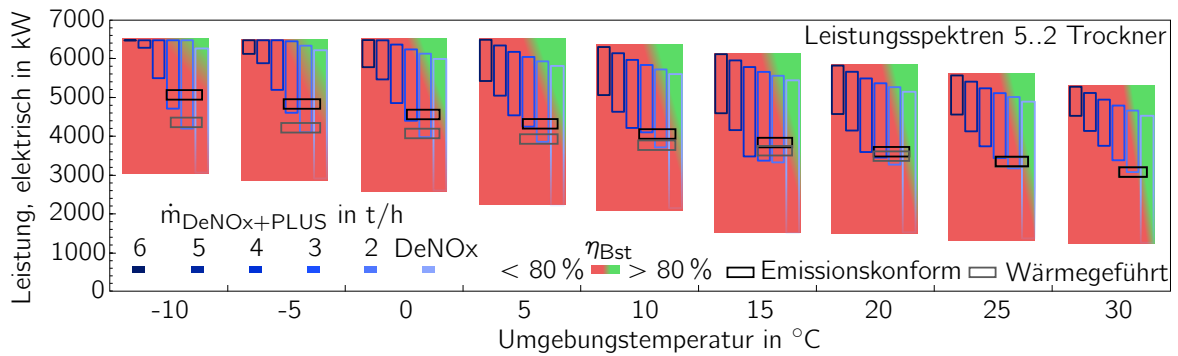


**Abbildung A.12:** PQ Diagramm der kalkulatorisch modifizierten GiD-Versuchsanlage im ZET im Cheng-Cycle mit betriebspunktabhängigem elektrischen Wirkungsgrad und Brennstoffausnutzungsgrad; Auslegungspunkt in rot markiert

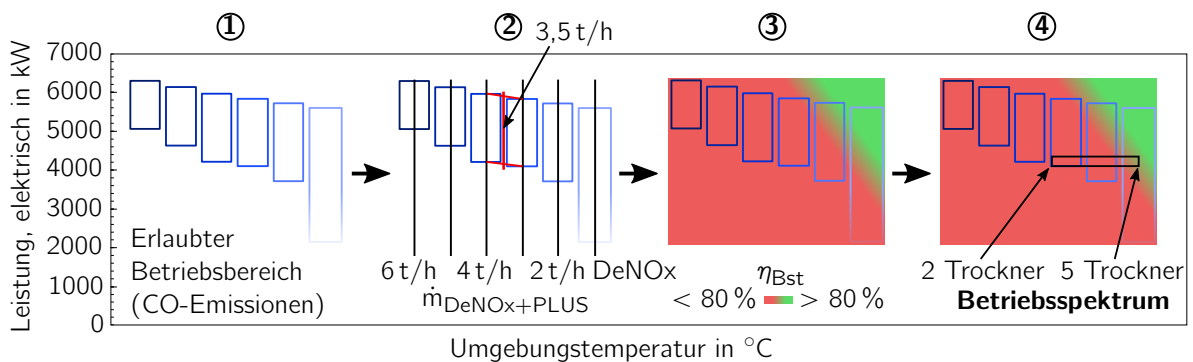


**Abbildung A.13:** PQ Diagramm der kalkulatorisch modifizierten GiD-Versuchsanlage im ZET im GuD-Prozess mit betriebspunktabhängigem elektrischen Wirkungsgrad und Brennstoffausnutzungsgrad; Auslegungspunkt in rot markiert





**Abbildung A.15:** Restriktionen seitens der Dampfinjektion bei variabler Ansaugtemperatur und Leistung



**Abbildung A.16:** Erläuterung zur Verwendung des Diagramms

## Bruttostromerzeugung nach Energieträgern

**bdew**  
Energie. Wasser. Leben.

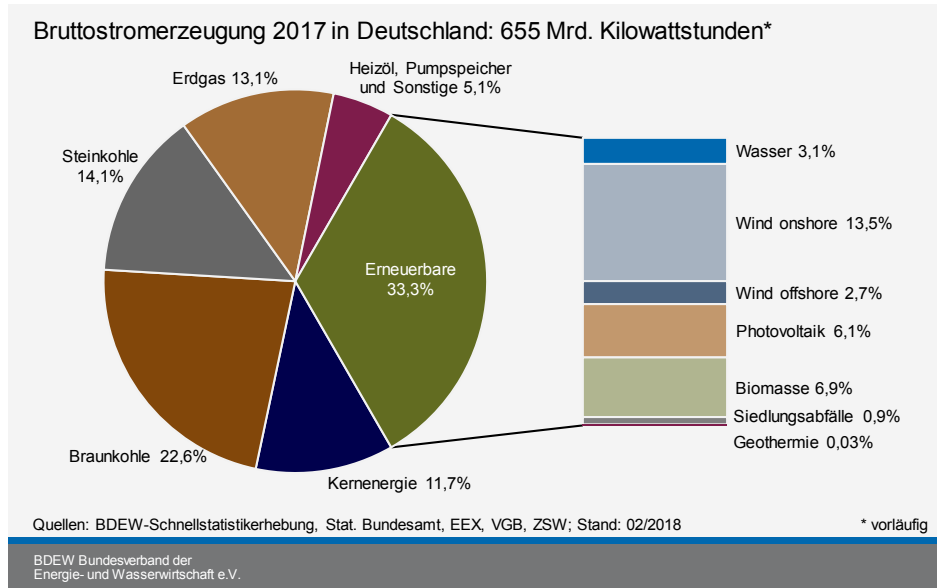


Abbildung A.17: Energiemix in Deutschland 2017 [136]

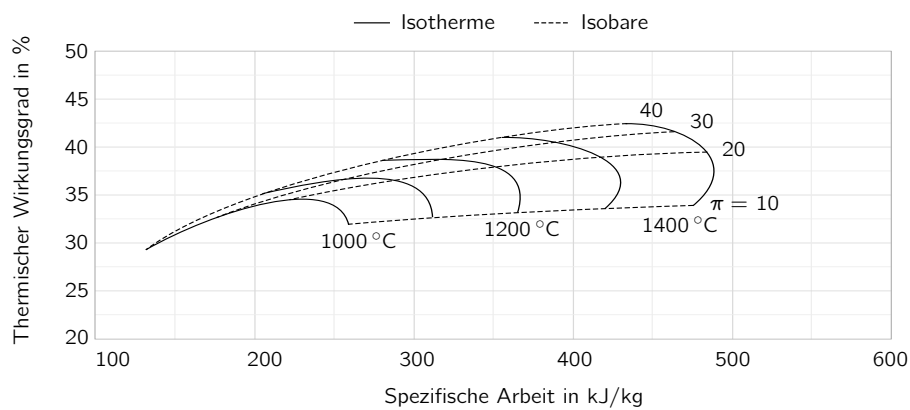
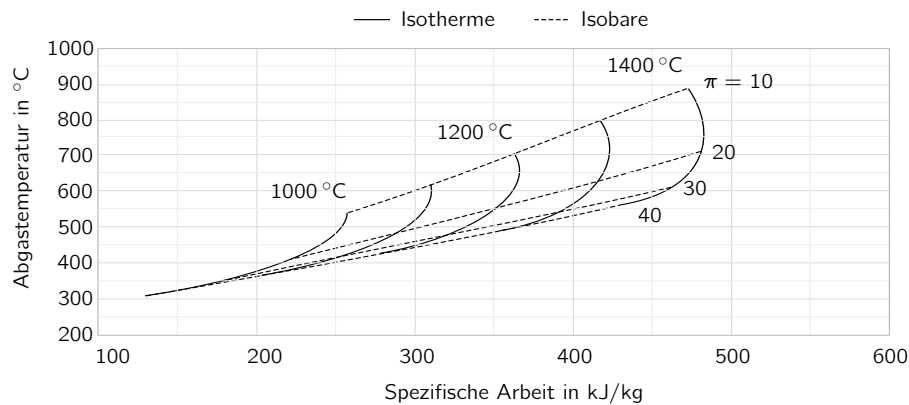
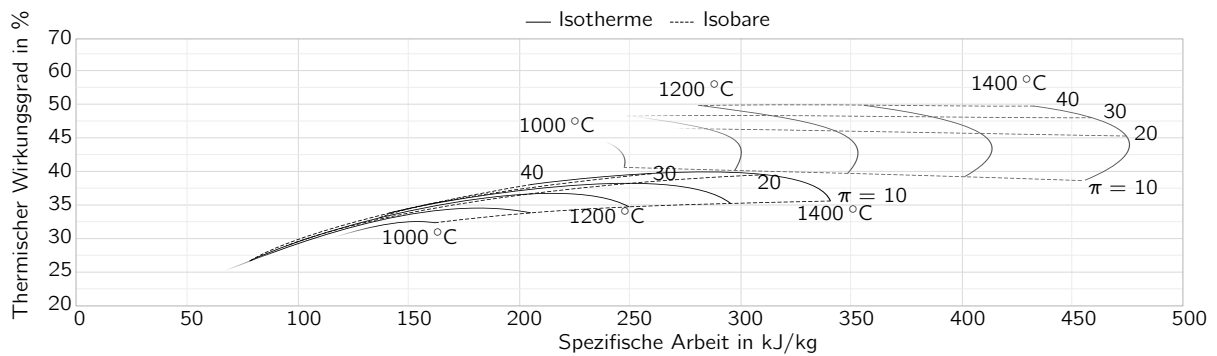


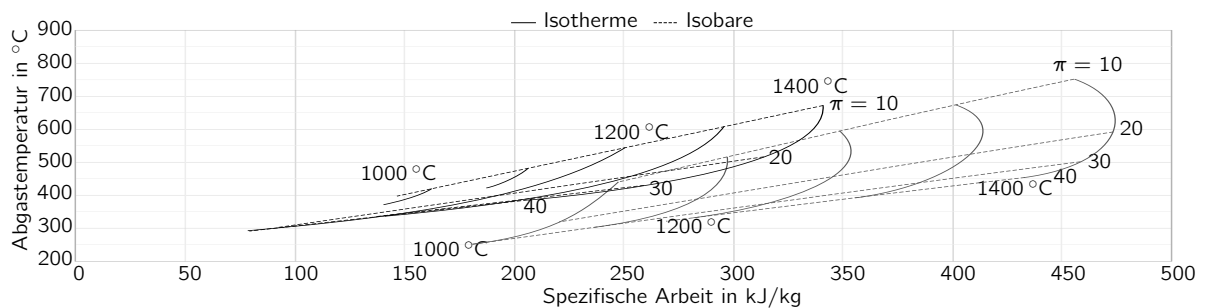
Abbildung A.18: Wirkungsgradkennfeld eines offenen Joule-Prozesses mit Umgebungsluft als Arbeitsmedium



**Abbildung A.19:** Kennfeld der Abgastemperatur eines offenen Joule-Prozesses mit Umgebungsluft als Arbeitsmedium



**Abbildung A.20:** Wirkungsgradkennfeld eines exemplarischen Kreisprozesses basierend auf einem Inertgas (im vorliegenden Fall 70 Ma-% Argon) mit Rückkondensation



**Abbildung A.21:** Kennfeld der Abgastemperatur eines exemplarischen Kreisprozesses basierend auf einem Inertgas (im vorliegenden Fall 70 Ma-% Argon) mit Rückkondensation



## A.4 Datenblätter

Methan ( CH <sub>4</sub> )	Mol.%	96,32				
Ethan ( C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	Mol.%	1,86				
Stickstoff ( N <sub>2</sub> )	Mol.%	0,86				
Propan ( C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	Mol.%	0,45				
Kohlendioxid ( CO <sub>2</sub> )	Mol.%	0,33				
Butan ( C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> )	Mol.%	0,14				
Pentan ( C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> )	Mol.%	0,03				
Hexan ( C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> )	Mol.%	0,01				
Sauerstoff ( O <sub>2</sub> )	Mol.%	0,00				

<b>Brennwert ( H<sub>s</sub> )</b>	kWh/m <sup>3</sup>	11,2136	KJ/m <sup>3</sup>	40376	kcal/m <sup>3</sup>	9642 *
	kWh/m <sup>3</sup>	10,2651	KJ/m <sup>3</sup>	36961	kcal/m <sup>3</sup>	8826 **
<b>Heizwert ( H<sub>i</sub> )</b>	kWh/m <sup>3</sup>	10,1207	KJ/m <sup>3</sup>	36441	kcal/m <sup>3</sup>	8702 *
	kWh/m <sup>3</sup>	9,2646	KJ/m <sup>3</sup>	33358	kcal/m <sup>3</sup>	7966 **
<b>Wobbezahl</b>	kWh/m <sup>3</sup>	14,7569	KJ/m <sup>3</sup>	53130	kcal/m <sup>3</sup>	12688

<b>Dichteverhältnis</b>	d (Luft = 1)	0,5775
<b>Normdichte</b>	kg/m <sup>3</sup>	0,7467

<b>max. Zündgeschwindigkeit</b>	cm/s	30
<b>Zündgrenzen</b>	Vol. %	4,4 - 16,5
<b>Methanzahl</b>	MZ	93 (min. 90 bis max. 95)
<b>Kinematische Viskosität ( 20 °C )</b>	m <sup>2</sup> /s	14,2521 * 10 <sup>-6</sup>

<b>Abgas Kennzahlen (für Luftzahl = 1):</b>		
Luftbedarf	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>	9,65
Abgas feucht	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>	10,66
Abgas trocken	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>	8,65
CO <sub>2</sub> max.	Vol. %	11,85

<b>Schwefelgehalte:</b>		
Schwefelwasserstoff	mg/m <sup>3</sup>	< 0,1 – 0,2
Gesamtschwefel	mg/m <sup>3</sup>	1,0 – 2,0

*	1013 mbar	0 °C	Normbedingungen
**	954 mbar	15 °C	24 mba: trocken ( durchschnittliche Betriebsbedingungen )

**Abbildung A.22:** Gasanalyse des im ZET genutzten Ergas, Typ Sayda

## Literaturverzeichnis

- [1] R. J. Law. *Thomas Newcomen. The Prehistory of the Steam Engine*. Cambridge University Press (CUP), 1965-06-01.
- [2] Peter Volkmann. *Technikpioniere : Namensgeber von Einheiten physikalischer Größen; eine Sammlung von 21 Lebensbeschreibungen bedeutender Pioniere aus Naturwissenschaft und Technik*. VDE-Verlag, Berlin, Offenbach, 1990.
- [3] Staatliches Fernheiz- und Elektrizitätswerk, 2018. [https://de.wikipedia.org/wiki/Staatliches\\_Fernheiz-\\_und\\_Elektrizitatswerk](https://de.wikipedia.org/wiki/Staatliches_Fernheiz-_und_Elektrizitatswerk) (aufgerufen am 06.02.2019).
- [4] Matthias Queitsch. *Energiegeschichte: Ein Fernheizwerk gegen das königliche Frösteln*, 2015. <https://enso-blog.de/2015/04/08/energiegeschichte-ein-fernheizwerk-gegen-das-koenigliche-froesteln/> (aufgerufen am 12.02.2019).
- [5] ALSTOM Power Service. The world's first industrial gas turbine set - gt neuchatel. 2007. <https://www.asme.org/wwwasmeorg/media/resourcefiles/aboutasme/whoweare/engineeringhistory/landmarks/135-neuchatel-gas-turbine.pdf> (aufgerufen am 15.12.2019).
- [6] D. Eckardt. *Gas Turbine Powerhouse*. Oldenbourg Verlag, 2014.
- [7] AG Energiebilanzen e.V. *Energieflussbild 2018 BRD*, 2018. <https://ag-energiebilanzen.de/9-0-Energieflussbilder.html> (aufgerufen am 17.01.2020).
- [8] Statistisches Bundesamt. *Stromerzeugungsanlagen der Betriebe im Verarbeitenden Gewerbe sowie im Bergbau und in der Gewinnung von Steinen und Erden*, 2016. [https://www.destatis.de/DE/Themen/Branchen-Unternehmen/Energie/Erzeugung/Publikationen/Downloads-Erzeugung/stromerzeugungsanlagen-2040640177004.pdf?\\_\\_blob=publicationFile](https://www.destatis.de/DE/Themen/Branchen-Unternehmen/Energie/Erzeugung/Publikationen/Downloads-Erzeugung/stromerzeugungsanlagen-2040640177004.pdf?__blob=publicationFile) (aufgerufen am 28.09.2017).
- [9] Christopf Kost, Shivenes Shammugam, Vera Jülich, Huyen-Tran Nguyen, and Thomas Schlegl. *Stromgestehungskosten erneuerbare Energien*. Fraunhofer ISE, 2018. [https://www.ise.fraunhofer.de/content/dam/ise/de/documents/publications/studies/DE2018\\_ISE\\_Studie\\_Stromgestehungskosten\\_Erneuerbare\\_Energien.pdf](https://www.ise.fraunhofer.de/content/dam/ise/de/documents/publications/studies/DE2018_ISE_Studie_Stromgestehungskosten_Erneuerbare_Energien.pdf) (aufgerufen am 20.09.2019).
- [10] *Kraft-Wärme-Kopplung in der Industrie*, 2011. [https://www.bkww.de/fileadmin/users/bkww/industrie/Broschuere\\_KWK\\_in\\_der\\_Industrie.pdf](https://www.bkww.de/fileadmin/users/bkww/industrie/Broschuere_KWK_in_der_Industrie.pdf) (aufgerufen am 12.01.2018).

- [11] Stadtwerke Düsseldorf. *Gaskraftwerk Fortuna*, 2018. <https://www.swd-ag.de/ueber-uns/erzeugung/gaskraftwerk-gud-kraftwerk/> (aufgerufen am 27.03.2019).
- [12] David C. Keller and Lee Kosla. *Cheng Cycle brings flexibility to steam plant*, volume 19. 19th Industrial Energy Technology Conference, 1987.
- [13] Statistisches Bundesamt. *Nettostromerzeugung aus Kraft-Wärme-Kopplung der Industrie in Deutschland in den Jahren 2006 bis 2016 (in Terawattstunden)*, 2017. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/308106/umfrage/kwk-stromerzeugung-der-industrie-in-deutschland/> (aufgerufen am 21.03.2018).
- [14] Statistisches Bundesamt. *Nettowärmeerzeugung aus Kraft-Wärme-Kopplung der Industrie in Deutschland in den Jahren 2006 bis 2016 (in Terawattstunden)*, 2017. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/308141/umfrage/kwk-waermeerzeugung-der-industrie-in-deutschland/> (aufgerufen am 21.03.2018).
- [15] *Zweiter Monitoring-Bericht Energie der Zukunft*. Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi), 2012.
- [16] Gores Sabine et al. *KWK-Ausbau: Entwicklung, Prognose, Wirksamkeit im KWK-Gesetz unter Berücksichtigung von Emissionshandel, Erneuerbare-Energien-Gesetz und anderen Instrumenten*. Umweltbundesamt, 2014.
- [17] *Sechster Monitoring-Bericht zur Energiewende Die Energie der Zukunft*. Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi), 2016.
- [18] Becker Julius et al. Realisierung der Schnellstartfähigkeit der GuD-Anlage im Heizkraftwerk Süd der Stadtwerke München – Konzeption und Betriebserfahrungen. 2015.
- [19] Wärtsilä Finland Oy. *Combustion engines vs. Gas turbines*, 2018. <https://www.wartsila.com/energy/learning-center/technical-comparisons/combined-cycle-plant-for-power-generation-introduction> (aufgerufen am 10.01.2019).
- [20] Falk Eisermann. *Welcome to Berlin - Siemens gas turbine plant Berlin*. 2017.
- [21] Priyadarshana Weerasiri U et al. Analysis of a Waste Heat Recovery Steam Generator (HRSG) for a Medium Speed Diesel Generator. *SLEMA Journal*, 17:19–24, 03 2014.
- [22] Kawasaki Gas Turbine Europe GmbH. *Gasturbinen - Gasmotoren*, 2017. Herstellerbroschüre.
- [23] Hubert Marschek, Winfried Schmidt, and Martin Birkner. Neue 5-MW-Gasturbine für kleine KWK-Anwendungen. *EuroHeat&Power*, (46/6), 2017.
- [24] *Kraft-Wärme-Kopplung (KWK)*, 2018. <https://www.umweltbundesamt.de/daten/energie/kraft-waerme-kopplung-kwk-textpart-3> (aufgerufen am 21.02.2018).

- [25] Vogel, Tobias; Oeljeklaus, Gerd; Görner, Klaus; Polklaus, Thomas & Frekers, Christian. Vergleichende Studie von Gasmotoren und Gasturbinen in der Kraft-Wärme-Kopplung am Beispiel eines typischen öffentlichen Wärmeversorgungsnetzwerks. *VGB PowerTech Journal* 3/2016, 2016.
- [26] Hochschule Reutlingen. re:search Das Forschungsmagazin. 2018.
- [27] FNN. *TransmissionCode 2007 Anhang D2 Teil 1 Unterlagen zur Präqualifikation von Anbietern zur Erbringung von Sekundärregelleistung für die ÜNB Präqualifikationsunterlagen*. 2009.
- [28] Next-Kraftwerke. *Virtuelles Gaskraftwerk*, 2019. <https://www.next-kraftwerke.de/virtuelles-kraftwerk> (aufgerufen am 10.01.2019).
- [29] Trianel. *Flexibilitätsmanagement*, 2019. <https://www.trianel.com/produkte/flexibilitaetsmanagement/> (aufgerufen am 10.01.2019).
- [30] ub.de Fachwissen GmbH. *Brennstoffzellen BHKW - Einführung in das Thema der Brennstoffzelle*. <https://www.blockheizkraftwerk.org/brennstoffzelle> (aufgerufen am 25.08.2019).
- [31] ASUE. Brennstoffzellen für die hausenergieversorgung - funktionsweise, entwicklung und marktübersicht. *ASUE Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e. V.*, 2018.
- [32] *Polymerelektrolytbrennstoffzelle*, 2019. <https://de.wikipedia.org/wiki/Polymerelektrolytbrennstoffzelle> (aufgerufen am 10.01.2019).
- [33] Inc. EG&G Technical Services. *Fuel Cell Handbook*. U.S. Department of Energy, Office of Fossil Energy, 2004.
- [34] *Festoxidbrennstoffzelle*, 2019. <https://de.wikipedia.org/wiki/Festoxidbrennstoffzelle> (aufgerufen am 10.01.2019).
- [35] Alexandros Arsalis. Thermoeconomic modeling and parametric study of hybrid SOFC–gas turbine–steam turbine power plants ranging from 1.5 to 10MWe. *Journal of Power Sources*, 181(2):313 – 326, 2008. Fuel cells in a changing world - selected papers from the tenth Grove Fuel Cell Symposium <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2007.11.104>.
- [36] Buonomano, Annamaria; Calise, Francesco; Dentice d'Accadia, Massimo; Palombo, Adolfo & Vicidomini, Maria. Hybrid solid oxide fuel cells–gas turbine systems for combined heat and power: A review. *Applied Energy*, 156:32 – 85, 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.06.027>.

- [37] Dang, Saebea; Loredana, Magistri; Aristide Massardo & Amornchai Arpornwichanop. Cycle analysis of solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid systems integrated ethanol steam reformer: Energy management. *Energy*, 127:743 – 755, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.03.105>.
- [38] Tekin, Nurettin; Ashikaga, Mitsugu; Horikawa, Atsushi & Funke, Harald. Enhancement of fuel flexibility of industrial gas turbines by development of innovative hydrogen combustion systems. *gas for energy Issue 2/2018, (2/2018)*, 2018.
- [39] Olav Bolland & Jan Fredrik Stadaas. *Comparative Evaluation of combined cycles and Gas Turbine Systems with water injection, steam injection and recuperation*. Norwegian Institute of Technology/SINTEF, 1993.
- [40] Daniel Mühlenfeld. Neue Dampfturbinen-Technologie eröffnet Kraftwerksbetreibern in KWK neue Effizienzpotentiale. *VGB Power Tech 8*, pages 40–42, 2018.
- [41] Lechner Christof & Seume Jörg. *Stationäre Gasturbinen*. Number ISBN 978-3-540-92788-4. Springer, 2010.
- [42] Gampe. Vorlesungsskript Dampf- und Gasturbinen. *TU Dresden*.
- [43] Shirakawa, Masakazu; Nakamoto, Masashi & Hosaka, Shunji. Dynamic Simulation and Optimization of Start-up Processes in Combined Cycle Power Plants. *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*, 48(1):122–128, 2005.
- [44] Francesco Casella; Francesco Pretolani. Fast Start-up of a Combined-Cycle Power Plant: am Simulation Study with Modelica. *The Modelica Assotiation*, 2006.
- [45] Falah Alobaid et al. Numerical and experimental study of a heat recovery steam generator during start-up procedure. *Energy*, 64:1057 – 1070, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.007>.
- [46] Taler Jan et al. Determination of start-up curves for a boiler with natural circulation based on the analysis of stress distribution in critical pressure components. *Energy*, 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.03.086>.
- [47] Hentschel J, Zindler H, Prabucki M-H, Spliethoff H, Amm D. Optimierung eines konventionellen Kraftwerksanfahrprozesses durch Beheizung dickwandiger Bauteile. In *Kraftwerkstechnik 2014*. SAXONIA, Standortentwicklungs- und verwaltungsgesellschaft, Freiberg, 2014.
- [48] Cheng, Dah Yu & Nelson, Albert L.C. The Chronological Development of the Cheng cycle Steam injected Gas Trubine during the past 25 Years. *ASME Turbo Expo, (GT-2002-30119):1–8*, 2002.
- [49] Jones, J. Lloyo, Chang, Chung-Nan, Digumarthi, Ramarao V. & Colon, William M. Design and Construction of the First Commercial Cheng Cycle Series 7 Cogeneration Plant.

- [50] Digumarthi R. & Chang Chung-Nan. Cheng Cycle Implementation on a Small Gas Turbine Engine. *ASME International Gas Turbine Conference*, (84-GT-150), 1984.
- [51] MTU Aero Engines. *Vericor ASE8*, 2016. <https://www.mtu.de/de/engines/industriegasturbinen/ase-serie/ase8-vericor/> (aufgerufen am 24.03.2020).
- [52] Jones, J. L. and Flynn, B. R. & Strother, J. R. Operating Flexibility and Economic Benefits of Dual-Fluid Cycle 501-KB Gas Turbine Engine in Cogeneration Applications. *ASME International Gas Turbine Conference*, (82-GT-298), 1982.
- [53] Cheng, Dah Yu. The distinction between the Cheng and STIG cycles. *ASME Turbo Expo*, (GT2006-90382):1–16, 2006.
- [54] Kayadelen, Hasan Kayhan & Ust, Yasin. Thermoenviromonic evaluation of simple, inter-cooled, STIG, and ISTIG cycles. *International Journal of Energy Research*, 42(12):3780–3802.
- [55] Dah Yu Cheng. *Regenerative parallel compound dual fluid engine*. Number US 4128994. 12 1978.
- [56] Steinjan, Karl. Experimentelle und theoretische Untersuchungen zum integrierten Gas-Dampf-Prozess für lastflexible Kraft-Wärme-Kopplung. *Technische Universität Dresden*, 2016. Dissertation.
- [57] Lutsch, Thorsten; Buchheim, Guntram; Gampe, Uwe & Weigert, Astrid. Aspekte der Systemintegration von integrierten Gas-Dampf-Anlagen zur Flexibilisierung der industriellen Kraft-Wärme-Kopplung. *M. Beckmann, A. Hurtado: Kraftwerkstechnik – Strategien, Anlagentechnik und Betrieb*, page 527–539, 2016.
- [58] Dah Yu Cheng. *Controll system for Cheng dual-fluid cycle engine system*. Number Pat. US 4297841. 11 1981.
- [59] Lautenschläger. *EFR339 Manual GPB06 PLUS PD-d Nr.3028*. KGE GmbH Bad Homburg, 2012.
- [60] TU Dresden. *Lehr- und Versuchskraftwerk - K*, 2018. <https://tu-dresden.de/ing/forschung/zentrum-energietechnik/zentrales-zet-technikum/lehr-und-versuchskraftwerk-k> (aufgerufen am 10.09.2018).
- [61] Lutsch, T.; Gampe, U.; Weigert, A.; Lerch, A.; Sablowski, J. & Unz, S. Abschlussbericht - EHROD - Energieeffizienz im Heatset-Rollenoffsetdruck. *Fkz 03ET1329A (BMW)*, 2018.
- [62] Kellerer, A. and Spangenberg, C. Betriebserfahrungen mit einer Cheng-Cycle Anlage. *VGB Kraftwerkstechnik*, 11:46–52, 1998.
- [63] Simon Roberto. Konstruktive Anpassung der Dampfeindüsung für eine Kleingasturbine. Belegarbeit, Technische Universität Dresden, 2009.

- [64] Stetter Gerriet. Ermittlung der Masseströme durch eine GiD-Kraftwerksanlage mit einer mittelnden Pitotrohrsonde unter Berücksichtigung betriebsmodusabhängiger Fluidichten. *Belegarbeit*, 2017.
- [65] Lutsch, Thorsten & Fischer, Carsten. Clamp-On-Dampfmengenmessung mittels Ultraschall. *BWK - Das Energie-Fachmagazin*, 2018(9):14–15, 2018.
- [66] Wiki. *Ultraschall-Laufzeitdifferenzverfahren*. Enzyklopädie von Studierenden für Studierende, 2018. <https://moodle.ruhr-uni-bochum.de/m/mod/wiki/view.php?pageid=1058> (aufgerufen am 15.04.2019).
- [67] Bell Ian H., Wronski Jorrit, Quoilin Sylvain & Lemort Vincent. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53(6):2498–2508, 2014.
- [68] R Development Core Team. *R: A Language and Environment for Statistical Computing*. R Foundation for Statistical Computing, Vienna, Austria, 2008. ISBN 3-900051-07-0.
- [69] GE. *Manual GE PT878GC Clamp-On-Dampfmengenmessung*, 2010.
- [70] Yokogawa Electric Corporation. *GS 01F06A00-01EN - General Specifications – digital/YEWFLO Series Vortex Flowmeter*, 2015. [https://web-material3.yokogawa.com/GS01F06A00-01EN\\_023.pdf](https://web-material3.yokogawa.com/GS01F06A00-01EN_023.pdf) (aufgerufen am 12.03.2018).
- [71] Intra Automation. *ITABAR-Durchflusssonden – nach dem Differenzdruckprinzip für Flüssigkeiten, Gase und Dampf*, 2012. [www.intra-automation.com/download.php?file=pdf/products/technical\\_information/de/ti\\_itabar\\_de.pdf](http://www.intra-automation.com/download.php?file=pdf/products/technical_information/de/ti_itabar_de.pdf) (aufgerufen am 15.03.2018).
- [72] Rosentreter Hanna. Bestimmung der Quantität und Qualität der Dampf- und Kondensatströme zur Optimierung der Wasserrückgewinnung in einem Gasturbinenprozess mit Dampfeindüsung. *Technische Universität Dresden*, 2016. Masterarbeit.
- [73] Klausner Enrico and Gampe Uwe. Evaluation and Enhancement of an One-Dimensional Performance Analysis Method for Centrifugal Compressors. *ASME Turbo Expo*, (GT2014-25141):1–11, 2014.
- [74] Steag-Energieservices. *EBSILON® Professional Planung und Auslegung von energie- und kraftwerkstechnischen Anlagen*. Wetzbach 35, 64673 Zwingenbach, Deutschland, 2018.
- [75] Modelica Association. *Modelica® and Modelica Standard Library*. <https://www.modelica.org/> (aufgerufen am 21.07.2018).
- [76] Tiller Michael M. *Modelica by Example*. 2018. <http://book.xogeny.com/> (aufgerufen am 21.03.2017).
- [77] OSMC (Open Source Modelica Consortium), Linköpings Universitet, Department of Computer and Information Science, SE-58183 Linköping, Sweden. *OpenModelica software*, 2018. <https://openmodelica.org/> (aufgerufen am 10.11.2017).

- [78] Bonnie J. McBride, Dr. Michael J. Zehe, & Sanford Gordon. NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species. (NASA TP-2002-211556), 2002. <https://www.grc.nasa.gov/WWW/CEAWeb/TP-2002-211556.pdf> (aufgerufen am 28.03.2018).
- [79] Casella A. L. Modelica open library for power plant simulation: design and experimental validation. In *Proceedings of the 2003 Modelica Conference*, pages 41–50. Linköping, Sweden, 2003.
- [80] Quoilin S., Desideri A., Wronski J., Bell I., & Lemort V. ThermoCycle: A Modelica library for the simulation of thermodynamic systems. In *Proceedings of the 10th International Modelica Conference*, 2014.
- [81] B. El Hefni and R. Soler. Dynamic multi-configuration model of a 145 mwe concentrated solar power plant with the thermosyspro library (tower receiver, molten salt storage and steam generator). *Energy Procedia*, 69:1249 – 1258, 2015. International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems, SolarPACES 2014.
- [82] Gottelt Friedrich, Hoppe Timm, Nielsen Lasse. Applying the Power Plant Library ClaRa for Control Optimisation. In *Proceedings of the 12th Modelica Conference*, 2017.
- [83] MacIsaac Bernie & Langton Roy. *Gas turbine propulsion systems*. Wiley, Chichester :, 2011.
- [84] Traupel W. *Thermische Turbomaschinen*. Springer, Berlin, 2001.
- [85] Kunze Sascha. Simulation des Betriebsverhaltens eines zweistufigen Verdichters einer Gasturbinenanlage. *Technische Universität Dresden*, 2017. Diplomarbeit.
- [86] Kerntechnischer Ausschuss (KTA). *KTA 3206 Nachweise zum Bruchausschluss für druckführende Komponenten in Kernkraftwerken Fassung 2014-11*, 2014.
- [87] Walsh Philip P. & Fletcher Paul. *Gas turbine performance*. Blackwell Science, Oxford [u.a.], 2. ed. edition, 2004.
- [88] Meherwan P. Boyce. *Gas Turbine Engineering Handbook*. Elsevier, 2012.
- [89] Keim Kesselbau. *Bedienungsanleitung für Abhitzeanlage Gruppe 1 bis 4 im Lieferumfang Fa. Keim*, 01 2012.
- [90] Wikipedia. *Tabellensammlung Chemie/ Dichte fester Stoffe*, 2017. [https://de.wikibooks.org/wiki/Tabellensammlung\\_Chemie/\\_Dichte\\_fester\\_Stoffe](https://de.wikibooks.org/wiki/Tabellensammlung_Chemie/_Dichte_fester_Stoffe) (aufgerufen am 17.10.2017).
- [91] Lutsch, T.; Gampe, U.; Buchheim, G. Steam Injected Gas Turbine (STIG) for load flexible CHP - Aspects of dynamic behaviour, control and water recovery. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2019-90748*, 2019.



- [92] VDI e.V. *VDI-Wärmeatlas*. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 11., bearb. und erw. Aufl. edition, 2013.
- [93] May, Hans. Theoretische und experimentelle Untersuchungen über Flüssigkeitskühlung von Gasturbinenschaufeln bei Gastemperaturen bis 1200 °C. In *Forsch. Ing.-Wes.*, volume Heft 6, pages 154–161 u. 187–196, 1962.
- [94] Weser, Sven. Lebensdauerbewertung für die Laufschaufeln der 1. Stufe einer Spitzenlast-Gasturbine der 40-MW-Klasse. *Technische Universität Dresden*, 2006. Diplomarbeit.
- [95] Hylton, L. D.; Mihelc, M. S.; Turner, E. R.; Nealy, D. A. & York, R. E. Analytical and Experimental Evaluation of the Heat Transfer Distribution over the Surfaces of Turbine Vanes. *Fluid Mechanics and Heat Transfer*, NASA-CR-168015, NAS 1.26:168015, EDR-11209, 1983.
- [96] Eggart, Justin; Thompson, Christopher E.; Sasser, Jerry and Merine, Mardy. Heavy-Duty Gas Turbine Operating and Maintenance Considerations GER-3620N (10/17). *GE Power 10–17*, 2017.
- [97] Daiber, Paul C. Performance and reliability improvements for the MS5001 gas turbines. *GE Power*, 1999.
- [98] Luna, Alberto; Porcayo-Calderon, Jesus; Mazur-Czerwicz, Zdzislaw; Salinas-Bravo, V & Martinez Gomez, Lorenzo. Microstructural Changes during High Temperature Service of a Cobalt-Based Superalloy First Stage Nozzle. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2016:1–7, 05 2016.
- [99] Poullikkas Andreas. Operating cost and water economy of mixed air steam turbines. *Applied Thermal Engineering*, 25(13):1949 – 1960, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.11.016>.
- [100] DREWAG – Stadtwerke Dresden. Dresdner trinkwasser. 08-2017.
- [101] Khayet, Mohamed & Matsuura, Takeshi. Chapter 1 - introduction to membrane distillation. In *Membrane Distillation*, pages 1 – 16. Elsevier, Amsterdam, 2011.
- [102] Kullab, Alaa /& Martin, Andrew. Membrane distillation and applications for water purification in thermal cogeneration plants. *Separation and Purification Technology*, 76(3):231 – 237, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.seppur.2010.09.028>.
- [103] Fortkamp, Uwe; Royen, Hugo; Klingspor, Magnus; Ekengren, Östen; Martin, Andrew & Minilu Woldemariam, Daniel. Membrane Distillation pilot tests for different wastewaters. *Xzero and SIVL*, Foundation for IVL Swedish Environmental Research Institute, 2015.
- [104] C. Weiß. Comparison of an air gap membrane distillation with conventional reverse osmosis/ion exchange process combinations for condensate reuse in a steam-injected gas turbine process. *Technische Universität Dresden*, 2017. Masterarbeit.

- [105] Ershad Ullah Khan and Åke Nordberg. Thermal integration of membrane distillation in an anaerobic digestion biogas plant – a techno-economic assessment. *Applied Energy*, 239:1163 – 1174, 2019.
- [106] Zorya-Mashproekt. *Aquarius-Type Units*, 2017. <http://zmturbines.com/en/special-development-for-power/aquarius-units/> (aufgerufen am 11.02.2019).
- [107] Wikipedia. *General Electric CF6*, 2018. [https://de.wikipedia.org/wiki/General\\_Electric\\_CF6](https://de.wikipedia.org/wiki/General_Electric_CF6) (aufgerufen am 26.09.2018).
- [108] GE. *LM5000 Gas Turbine*. Cincinnati, Ohio, 1988.
- [109] AGFW. *AGFW-Arbeitsblatt FW308 - Zertifizierung von KWK-Anlagen*, 2011.
- [110] BRD. *Gesetz für die Erhaltung, die Modernisierung und den Ausbau der Kraft-Wärme-Kopplung (Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz - KWKG)*, 2017.
- [111] BRD. *Gesetz zum Schutz vor schädlichen Umwelteinwirkungen durch Luftverunreinigungen, Geräusche, Erschütterungen und ähnliche Vorgänge (BImSchG)*, 2017.
- [112] KGE GmbH Bad Homburg. *Gas turbine engine M7A-01ST Instruction manual*, 2014.
- [113] Mathioudakis, K. Analysis of the Effects of Water Injection on the Performance of a Gas Turbine. *Journal of Engineering Gas Turbines and Power*, 124:489–495, 2002.
- [114] Dittmann, Lutz. *Beiträge zur optimalen Auslegung und Betriebsführung von Absorptions-Kältemaschinen im Systemverbund*. Technische Universität Dresden, 2008. Dissertation.
- [115] Europäisches Parlament. *Festlegung harmonisierter Wirkungsgrad-Referenzwerte für die getrennte Erzeugung von Strom und Wärme in Anwendung der Richtlinie 2004/8/EG des Europäischen Parlaments und des Rates und zur Aufhebung der Entscheidung 2007/74/EG der Kommission Aktenzeichen K(2011) 9523 (2011/877/EU)*, 2011.
- [116] Europäisches Parlament. *Richtlinie des europäischen Parlaments und des Rates vom 11. Februar 2004 über die Förderung einer am Nutzwärmebedarf orientierten Kraft-Wärme-Kopplung im Energiebinnenmarkt und zur Änderung der Richtlinie 92/42/EWG*. Brüssel: s.n., 2004. 2004/8/EG, 2004.
- [117] Icha, Petra. Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid – Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990 - 2016. *CLIMATE CHANGE 15/2017*, 2017. Umweltbundesamt.
- [118] Gores, Sabine; Jörß, Wolfram & Zell-Ziegler, Carina. Aktueller Stand der KWK-Erzeugung (Dezember 2015). 2015. <https://www.oeko.de/oekodoc/2450/2015-607-de.pdf> (aufgerufen am 18.09.2018).
- [119] *DIN 51603-1. Flüssige Brennstoffe - Heizöle - Heizöl EL, Mindestanforderungen. Teil 1*, 2017.

- [120] EU-Lex. *REGULATION (EU) No 333/2014 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 11 March 2014*, 2014. <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2014/333/oj> (aufgerufen am (11.03.2014)).
- [121] Rohrberg, Paul. Modellgestützte Analyse der Vermarktung einer KWK-Anlage auf kurzfristigen Strommärkten in der mittelständischen Druckindustrie. *Technische Universität Dresden*, 2019. Masterarbeit.
- [122] Statistisches Bundesamt (n.d.). Durchschnittliches Trinkwasserentgelt je Kubikmeter und Grundgebühr pro Jahr in Deutschland nach Bundesland im Jahr 2013. In *Statista - Das Statistik-Portal*. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/200294/umfrage/verteilung-der-trinkwasserkosten-in-deutschland-nach-bundeslaendern/> (aufgerufen am 11.01.2019).
- [123] energiewirtschaft.professionell. *KWK-Eigenversorgung: Europäische Kommission rudert zurück*, 2018. <https://www.energiewirtschaft.pro/93-kwk-kommission-rudert-zurueck> (aufgerufen am 05.09.2018).
- [124] Europäische Kommission. Staatliche Beihilfen: Kommission billigt schrittweise Anwendung der EEGUmlage auf bestimmte Elektrizitäts-Eigenversorger in Deutschland. 2018. [https://ec.europa.eu/germany/news/20171219-eeg-umlage\\_de](https://ec.europa.eu/germany/news/20171219-eeg-umlage_de) (aufgerufen am 19.02.2018).
- [125] Keller, Curt. Forty years of experience on closed-cycle gas turbines. *Annals of Nuclear Energy*, 5(8):405 – 422, 1978. Thorium and Gas Cooled Reactors, [https://doi.org/10.1016/0306-4549\(78\)90021-X](https://doi.org/10.1016/0306-4549(78)90021-X).
- [126] Bammert, K.; Krey, G. & Krapp, R. Die 50-MW-Heliumturbine Oberhausen: Aufbau und Regelung. *Schweizerische Bauzeitung*, 1974. <http://doi.org/10.5169/seals-72284>.
- [127] Lee, J.C.; Campbell, J. Jr. & Wright, D.E. Closed-Cycle Gas Turbine Working Fluids. *ASME Turbo Expo*, (80-GT-135):1–11, 1980.
- [128] Hasegawa, Takeharu. Development of Semiclosed Cycle Gas Turbine for Oxy-Fuel IGCC Power Generation with CO<sub>2</sub> Capture. *InTech*, 2014. <http://dx.doi.org/10.5772/54406>.
- [129] Olumayegun, Olumide; Wang, Meihong & Kelsall, Greg. Closed-cycle gas turbine for power generation: A state-of-the-art review. *Fuel*, 180:694–717, 09 2016.
- [130] *Metal samples - Alloys*, 2018. <http://www.alspi.com/alloys.htm> (aufgerufen am 13.03.2018).
- [131] B. Erice, F. Gálvez, D.A. Cendón, and V. Sánchez-Gálvez. Flow and fracture behaviour of FV535 steel at different triaxialities, strain rates and temperatures. *Engineering Fracture Mechanics*, 79:1 – 17, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2011.08.023>.

- [132] Lestercast. *Vacuum cast alloys*, 2018. <http://www.lestercast.co.uk/images/library/files/Vacuum.Cast.Alloys.pdf> (aufgerufen am 01.02.2018).
- [133] Marelli Generators. *Data sheets Three phase Synchronous Generators*. FKI Energy Technology, 2015. <http://www.powertechengines.com/MarelliData/Data%20Sheet/COMM.DSG.001.6%20GB.pdf> (aufgerufen am 01.02.2018).
- [134] Hakl, J.; Vlasák, T. & Lapin, J. Creep behaviour and microstructural stability of cast nickel based superalloy IN 792 5A. *Kovove Materialy*, 45:177–188, 01 2007.
- [135] Strunz, Pavel; Petrenec, Martin; Polák, Jaroslav; Gasser, Urs & Farkas, Gergely. Formation and Dissolution of  $\gamma$  Precipitates in IN792 Superalloy at Elevated Temperatures. *Metals*, 6(2):37, Feb 2016. <http://dx.doi.org/10.3390/met6020037>.
- [136] BDEW. *Nettostromerzeugung in Deutschland nach Energieträgern 2016*, 2016. [https://www.bdew.de/media/documents/20170303\\_Nettostromerzeugung-D-nach-Energietraegern-2016.pdf](https://www.bdew.de/media/documents/20170303_Nettostromerzeugung-D-nach-Energietraegern-2016.pdf) (aufgerufen am 12.04.2017).

## Abbildungsverzeichnis

1.1	Energieflussbild der BRD für das Jahr 2018 [7]	2
2.1	Einteilung der KWK-Anlagen abhängig von Anlagengröße und Dezentralisierbarkeit	4
2.2	Qualitatives PQ-Diagramm einer GuD-Anlage in KWK mit Entnahme-Kondensationsturbine und Zusatzfeuer	6
2.3	Qualitatives PQ-Diagramm einer GuD-Anlage in KWK mit Entnahme-Kondensationsturbine und ZF	6
2.4	Wärmebedarf der Industrie bis 500 °C, Status 2011 [10]	8
2.5	Exemplarischer Kesselaufbau zur Abwärmenutzung eines Motors, respektive einer GTA	10
2.6	KWK-Nettostromerzeugung nach Energieträgern [24]	11
2.7	Vergleich von GiD und GuD	13
2.8	Kreisprozesscharakteristik von GiD- (links) und GuD-Prozess (rechts) und der zugrundeliegenden Gasturbine [56]	15
4.1	Qualitatives PQ-Diagramm einer GTA mit AHK zur Darstellung der Betriebsbereiche der Anlagenkonzepte als GiD-Anlage mit verschiedenen PLUS-Dampf-Mengen und Kesselanlage mit Zusatzfeuer	22
4.2	Dampfinjektion in den Heißgaspfad nach der Brennkammer einer Gasturbine am Beispiel der PLUS-Dampf-Injektion in die Gasturbine des ZET	22
4.3	Qualitativer Vergleich des elektrischen Wirkungsgrades einer GiD-Anlage bei verschiedenen Dampfparametern	23
4.4	Vereinfachtes Regelungsschema einer GiD-Anlage mit PLUS-Regelung	24
4.5	Fließschema des Versuchskraftwerks am ZET der TU Dresden	26
4.6	Brennkammer der GPB06PLUS [56]	28
4.7	Dampfsystem der Versuchsanlage im ZET für DeNOx- und PLUS-Dampfinjektion nach [63]	33
4.8	Mollier-h-s-Diagramm der Entspannung des Dampfes (HD und SD) vor der Injektion in die Gasturbine an der Versuchsanlage im ZET	33
4.9	Grundlegende Instrumentierung einer Einwellen-GTA am Beispiel der M1A-GPB06 im ZET der TU Dresden; * zusätzliche/neue Messung, ** mehrfache Messwertfassung	34
4.10	Beispielhafter Temperaturverlauf der verschiedenen Messpunkte im Turbinenabgas und absolute Abweichung der Messpunkte Median und AHK zu dem Mittelwert der GT-Messungen	35

4.11	Einbringung der zusätzlichen Temperaturmessung zwischen den Verdichterstufen als kombinierte Druck-Temperatur-Messsonde . . . . .	37
4.12	Grundlegende Instrumentierung des AHK im ZET der TU Dresden; * zusätzliche/ neue Messung, ** mehrfache Messwerterfassung . . . . .	38
4.13	Schema der mittelnden Pitot-Rohrsonde mit Messsignalen [64] . . . . .	39
4.14	Montage des Clamp-On-Gerätes an einer Dampfleitung DN60 mittels Anklemmvorrichtung . . . . .	41
4.15	Messreihe am 13.03.2018 zur Verifikation des Clamp-On-Gerätes bei sprungartigen Massenstromänderungen des Sattedampfes . . . . .	43
4.16	Messreihe am 26.03.2018 zur Verifikation des ClampOn-Gerätes bei variabler Dampfmenge und steigendem Dampfdruck . . . . .	43
4.17	Exemplarischer Verlauf des errechneten Rückkondensatmassesstroms . . . . .	47
4.18	Änderung des iterativ bestimmten Abgasmassesstromes über Kessel und Bypass in Abhängigkeit der Kühlwasseraustrittstemperatur . . . . .	50
4.19	Vergleich der Abgasdichte in Abhängigkeit des genutzten Berechnungsansatzes . . . . .	51
4.20	Blockdiagramm des Regelungsschemas der PLUS-Regelung . . . . .	53
4.21	Vergleich der Aktuatorposition bei gleicher Parametrierung des PI-Reglers mit Rampen- und Sprungfunktion als Sollwertänderung . . . . .	53
4.22	Gegenüberstellung der PLUS-Injektion bei Lastsprung durch HeiKo und gleichzeitigem Eingriff des Speisewasserbehälters in das Dampfnetz . . . . .	55
4.23	Rauchgaskondensation bei volatiler Dampf-injektion über einen exemplarischen Versuchszeitraum mit PLUS-Regelung . . . . .	56
4.24	Density plot der Rückkondensationsquote über der summierten Injektionsmenge eines exemplarischen Versuchszeitraumes mit PLUS-Regelung im Vergleich zu statischem Betrieb . . . . .	57
4.25	Density plot der Rückkondensationsquote über der Kondensationstemperatur eines exemplarischen Versuchszeitraumes mit PLUS-Regelung im Vergleich zu statischem Betrieb . . . . .	58
4.26	Korrelation von Kondensationstemperatur und Injektionsmassesstrom mit der Rückkondensationsquote eines exemplarischen Versuchszeitraumes mit PLUS-Regelung . . . . .	58
4.27	Korrelation von Kondensationstemperatur und Injektionsmassesstrom mit der Kondensatorleistung eines exemplarischen Versuchszeitraumes mit PLUS-Regelung . . . . .	59
4.28	Abhängigkeit der relativen CO-Emissionen von Leistung oder Injektionsmenge . . . . .	60
5.1	Fließschema des erweiterten, stationären Modells der GiD-Anlage im ZET zur umfangreichen Bilanzierung des Versuchsbetriebes . . . . .	62
5.2	Blockdiagramm einer Einwellen Gasturbine (hier: Flugtriebwerk) [83] . . . . .	65
5.3	Verdichterkennfeld der GBP06PLUS am ZET der TU Dresden, Werte nach [73] editiert . . . . .	67
5.4	Vergleich von Messdaten mit Ergebnissen aus der transienten Prozesssimulation einer exemplarischen Versuchsfahrt . . . . .	71

5.5	Gegenüberstellung des resultierenden Kesseldruckes in der Versuchsanlage und der transienten Prozesssimulation einer exemplarischen Versuchsfahrt . . . . .	72
5.6	Messdaten der Versuchsanlage zu Ventilstellung und resultierendem Injektionsmassestrom . . . . .	72
5.7	Resultierende Strömungswinkel der GPB06 aus der MSR einer exemplarischen Versuchsfahrt mit variabler Dampfinkjektion . . . . .	75
5.8	Vergleich von Messdaten mit Ergebnissen aus der transienten Prozesssimulation und der MSR einer exemplarischen Versuchsfahrt . . . . .	75
5.9	Geschwindigkeitsdreiecke im Median aus der MSR einer exemplarischen Versuchsfahrt . . . . .	76
5.10	Gemessene Abgastemperatur der GT im Vergleich zur errechneten Größe und Gegenüberstellung mit nicht messbarer Turbineneintrittstemperatur (TIT) . . . .	77
5.11	Profilschnitt der Leit- (TLE) und Laufschaufel (TLA) der GPB60 im Mittelschnitt; Parabolischer Verlauf der Wärmeübergangskoeffizienten über die X-, respektive Y-Koordinate des Profils . . . . .	79
5.12	Sensitivitätsanalyse zur Abhängigkeit des Wasseranteils im Heißgas auf den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten . . . . .	80
5.13	Temperaturverteilung in der ersten Leit- und Laufschaufel nach einem Lastsprung durch Reduktion der Dampfinkjektion bei einem Leistungssprung . . . . .	82
5.14	Hauptnormalspannungen in der ersten Leitschaufel nach einem Lastsprung durch Reduktion der Dampfinkjektion bei einem Leistungssprung . . . . .	82
5.15	Hauptnormalspannungen in der ersten Laufschaufel nach einem Lastsprung durch Reduktion der Dampfinkjektion bei einem Leistungssprung . . . . .	83
5.16	Injektionsabhängige Bestimmung des Wasser-/Dampfaktors $S_i$ zur Ermittlung der EOH einer GTA im <i>Dry/Wet</i> -Betrieb nach [96] . . . . .	89
5.17	Vereinfachtes Anlagenschema der LM5000 mit STIG-Injektion . . . . .	94
5.18	CAD Modell des Läufers der LM5000 Gasturbinenanlage . . . . .	95
5.19	Möglicher qualitativer Verlauf relevanter Regelgrößen der Power-Turbine nach Schnellschlusssignal . . . . .	97
5.20	Rotormodell der Power-Turbine mit zeitabhängiger additiver Energiezufuhr durch Sprungfunktionen mit Verzögerung erster Ordnung . . . . .	98
5.21	Bekannter Abfahrprozess einer LM5000 unter Berücksichtigung des Drehzahlabfalles aller drei Wellen im Vergleich mit errechneten Werten . . . . .	99
5.22	Bekannter Trip im Vergleich mit errechneten Werten . . . . .	101
5.23	Gegenüberstellung unterschiedlicher Injektionspositionen und derer bilanzieller Effekt seitens Leistungsbereich und Wirkungsgrad; Basis (M1A-GPB06 im DeNOx-Betrieb), Cheng (vor Brennkammer), GiD (hinter Brennkammer), Power (vor der virtuellen Power-Turbine) . . . . .	104
5.24	Gegenüberstellung der Temperaturen und des Volumenstromes über den Leistungsbereich einer ideellen Zweiwellenmaschine basierend auf einer M1A-GPB06; Basis (M1A-GPB06 im DeNOx-Betrieb), Power (mit Injektion vor der virtuellen Power-Turbine) . . . . .	106

5.25	Frischdampftemperatur in Abhängigkeit der Netto-Dampferzeugung verschiedener Anlagenkonzepte . . . . .	107
5.26	Elektrische Leistung in Abhängigkeit der Netto-Dampferzeugung verschiedener Anlagenkonzepte . . . . .	108
5.27	PQ-Diagramm der GiD-Versuchsanlage im ZET mit betriebspunktabhängigem elektrischen Wirkungsgrad und Brennstoffausnutzungsgrad; Auslegungspunkt in rot markiert . . . . .	110
5.28	Vergleich von GiD und GuD hinsichtlich Investitionskosten und thermischer Leistungsausbeute bei Auslegung auf gleiche elektrische Spitzenlast . . . . .	113
5.29	Vergleich von GiD und GuD hinsichtlich Investitionskosten und elektrischer Spitzenlast bei Auslegung auf gleiche thermische Leistungsausbeute . . . . .	113
5.30	<i>Verbrauch</i> des Investitionskostenvorteils des GiD-Prozesses bei wärmegeführter Investition für minimale und maximale Injektionsmenge unter Variation des Deionatpreises um $\pm 20\%$ ; Boxplot des Mittleren Kostenumschlagpunktes für das gesamte Leistungsspektrum bei minimaler und maximaler Injektionsmenge . . . .	115
6.1	Fließschema des untersuchten Industriekraftwerkes im Projekt EHROD . . . . .	117
6.2	PQ-Diagramm der STIG-Referenzanlage in einer mittelständischen Druckerei basierend auf einer Kawasaki M7A-01ST . . . . .	119
6.3	Exemplarischer, strompreisabhängiger Leistungsverlauf der KWK-Anlage . . . . .	125
6.4	Wahl des Grundlastpunktes nach Bedarfsprognose des Fertigungsprozesses und Freiheitsgrade der Teillastfahrweise der KWK-Anlage in GiD . . . . .	125
7.1	Vereinfachtes Fließschema eines exemplarischen Joule-Kreisprozess basierend auf einem Inertgas mit Rückkondensation und Hoch- und Niedertemperaturverbrauchen . . . . .	129
7.2	Wirkungsgradkennfeld eines exemplarischen Kreisprozesses basierend auf einem Inertgas (im vorliegenden Fall 70 Ma-% Xenon) mit Rückkondensation; schwarz: Dry-Betrieb, grau: Dampf-injektion . . . . .	131
7.3	Kennfeld der Abgastemperatur eines exemplarischen Kreisprozesses basierend auf einem Inertgas (im vorliegenden Fall 70 Ma-% Xenon) mit Rückkondensation; schwarz: Dry-Betrieb, grau: Dampf-injektion . . . . .	131
A.1	Messreihe am 09.03.2018 zur Verifikation des Clamp-On-Gerätes bei 23,3 bar Sattedampf . . . . .	140
A.2	Dreidimensionales Rotormodell zur Ermittlung der Rotationsträgheit . . . . .	140
A.3	Modelica Fließbild der Baugruppe der GBP06PLUS . . . . .	141
A.4	Modelica Modell der GTA und des Kessels der Versuchsanlage im ZET der TU Dresden zur Bilanzierung von Versuchsfahrten mit kurzgeschlossenem Leistungsregelkreis und offener Injektionsregelung mittels <i>timetable</i> für die PLUS-Regelung	142
A.5	Resultierende Machzahlen der MSR einer exemplarischen Versuchsfahrt . . . . .	143
A.6	Vernetzte Modelle von erster Leit- und Laufschaufel der GBP06 im Mittelschnitt	143



A.7	Vernetztes Modell von erster Laufschaufel der GBP06 mit vergrößerter Darstellung des Schaufelfußes und des dortigen, lokal verfeinerten Netzes . . . . .	144
A.8	Spannungsverteilung im Fuß der ersten Laufschaufel der GBP06 bei Leistungsanforderung von 650 kW . . . . .	144
A.9	Zeit- und spannungsabhängiges Kriechen bis 1 % Dehnung für IN792 5A bei verschiedenen Temperaturen [134] . . . . .	145
A.10	Larson-Miller-Diagramm für 1 % Dehnung bei IN792 5A [134] . . . . .	145
A.11	Streckgrenze von IN792 5A [135] . . . . .	146
A.12	PQ Diagramm der kalkulatorisch modifizierten GiD-Versuchsanlage im ZET im Cheng-Cycle mit betriebspunktabhängigem elektrischen Wirkungsgrad und Brennstoffausnutzungsgrad; Auslegungspunkt in rot markiert . . . . .	146
A.13	PQ Diagramm der kalkulatorisch modifizierten GiD-Versuchsanlage im ZET im GuD-Prozess mit betriebspunktabhängigem elektrischen Wirkungsgrad und Brennstoffausnutzungsgrad; Auslegungspunkt in rot markiert . . . . .	146
A.14	Epsilon-Modell der betrachteten Druckerei im Projekt EHROD . . . . .	147
A.15	Restriktionen seitens der Dampfinsjektion bei variabler Ansaugtemperatur und Leistung . . . . .	148
A.16	Erläuterung zur Verwendung des Diagramms . . . . .	148
A.17	Energiemix in Deutschland 2017 [136] . . . . .	149
A.18	Wirkungsgradkennfeld eines offenen Joule-Prozesses mit Umgebungsluft als Arbeitsmedium . . . . .	149
A.19	Kennfeld der Abgastemperatur eines offenen Joule-Prozesses mit Umgebungsluft als Arbeitsmedium . . . . .	150
A.20	Wirkungsgradkennfeld eines exemplarischen Kreisprozesses basierend auf einem Inertgas (im vorliegenden Fall 70 Ma-% Argon) mit Rückkondensation . . . . .	150
A.21	Kennfeld der Abgastemperatur eines exemplarischen Kreisprozesses basierend auf einem Inertgas (im vorliegenden Fall 70 Ma-% Argon) mit Rückkondensation . . . . .	150
A.22	Gasanalyse des im ZET genutzten Ergas, Typ Sayda . . . . .	151

## Tabellenverzeichnis

2.1	Typische Kennzahlen für KWK-Anlagen . . . . .	6
2.2	Randbedingungen des AHK eines Gasmotors vom Typ KG-12-V und einer GTA des Typs M7A-GPB60 . . . . .	10
4.1	Herstellerdaten der GPB06PLUS im Auslegungspunkt nach [60] . . . . .	27
4.2	Herstellerdaten des Abhitzekessel nach [60] . . . . .	29
4.3	Anforderungen an die Dampfqualität der <i>Kawasaki M1A-GPB06</i> [59] im Vergleich zur <i>Allison 501-KB5</i> [49] und zur <i>Allison 501-KH5</i> der TU München [62] .	30
4.4	Vergleichende Betrachtung der mittleren Trinkwasser- und Rückkondensatqualität im Versuchszeitraum 2015/16 und 2016/17 [61] . . . . .	31
4.5	Referenzmessungen für Frischdampf der Versuchsanlage am ZET . . . . .	42
4.6	Gegenüberstellung eines exemplarischen Abgasgemisches mit feuchter Luft in Masse-% bei 1,03 bar . . . . .	45
4.7	Unsicherheit der verschiedenen Messgrößen . . . . .	48
5.1	Parametrierung der Komponenten der stationären Prozesssimulation der Versuchsanlage im ZET . . . . .	63
5.2	Randbedingungen des AHK-Modells . . . . .	70
5.3	Wärmeübergangskoeffizienten nach Traupel und VDI-Wärmeatlas für die Leit- (TLE) und Laufschaufel (TLA) der ersten Stufe der betrachteten GPB06 unter Volllast in $W/(m^2 K)$ für trockene Luft . . . . .	78
5.4	Werkstoffdaten für Co-Basis und Ni-Basis-Legierungen bei 870 °C nach [41] . . .	80
5.5	Netzstatistik der zweidimensionalen FEM-Modelle . . . . .	81
5.6	Auf die erste Laufschaufelreihe wirkende Momente und Ersatzkräfte für zwei exemplarische Lastpunkte . . . . .	84
5.7	Auf die erste Laufschaufelreihe wirkende Gaskräfte für zwei exemplarische Lastpunkte . . . . .	85
5.8	Netzstatistik des dreidimensionalen FEM-Modells . . . . .	85
5.9	Auszug der Wichtungsfaktoren der EOH-Methode nach GE [96] . . . . .	89
5.10	Konstanten zur Ermittlung des Wichtungsfaktors für Wasser-/Dampfinjektion der EOH-Methode nach GE für Maschinen mit Leitapparat aus FSX-414 [96] . .	89
5.11	Ermittelte Masse und Rotationsträgheitsmoment der Rotorbaugruppen . . . . .	95
5.12	Dampfparameter, Menge und gespeicherte Energie in Rohrleitungen . . . . .	96
5.13	Heißgasparameter, Masse und Energiemenge vor (') und hinter (") der Power-Turbine . . . . .	97

6.1	Herstellerdaten der GPB60PLUS im Auslegungspunkt nach [112] . . . . .	117
6.2	Parametrierung der Komponenten der stationären Prozesssimulation der verfahrenstechnischen Referenzanlage im Projekt EHROD . . . . .	118
6.3	PEE durch gekoppelte Strom- und Wärmebereitstellung in KWK gegenüber Referenztechnologien in getrennter Erzeugung . . . . .	121
6.4	Spezifische CO <sub>2</sub> -Emissionen verschiedener Primärenergiequellen bezogen auf die Feuerungswärmeleistung nach [117] . . . . .	122
6.5	Gemittelter Wärmebedarf der Trockner . . . . .	122
7.1	Randbedingungen zur Parametervariation des Joule-Inertgaskreislaufes . . . . .	129
7.2	Vergleichendes Beispiel einer Inertgasturbine mit Xenon und Argon als Arbeitsmedium mit einer offenen, konventionellen GTA bei einer elektrischen Leistung von 1000 kW . . . . .	131
A.1	Ermittelte Masse und Rotationsträgheit der Rotorbaugruppen . . . . .	137
A.2	Werkstoffe und ermittelte Massen der Rotorkomponente der M1A-GPB06 . . . . .	137
A.3	Erkenntnisse nach [56] zu Geometrie und Strömungswirkungsgrad der Turbine und des Diffusors; '-Eintritt "-Austritt . . . . .	138
A.4	Aus der MSR ermittelte Reaktionsgrade der Stufen der GPB06 . . . . .	138
A.5	Randbedingungen für den Investmentvergleich, basierend auf Daten aus der Versuchsanlage am ZET der TU Dresden . . . . .	138
A.6	Reibungskoeffizienten der Wellen in Abhängigkeit der Wellendrehfrequenz . . . . .	139
A.7	Parametrierung der Rampenfunktionen . . . . .	139

## Eidesstattliche Erklärung

Hiermit versichere ich, *Thorsten Lutsch*, die vorliegende Arbeit selbständig, ohne fremde Hilfe und ohne Benutzung anderer als der von mir angegebenen Quellen angefertigt zu haben. Alle aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche gekennzeichnet. Die Arbeit wurde noch keiner Prüfungsbehörde in gleicher oder ähnlicher Form vorgelegt.

Dresden, 5. August 2021

.....  
Vorname und Name